



TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO
TAMPERE UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

PIA RUOKOLAINEN
VOIMALAITOSTEN SÄÄTÖOMINAISUUDET JA -PERIAATTEET
SAAREKEKÄYTÖSSÄ

Diplomityö

Tarkastajat: professori Sami Repo ja
professori Matti Vilkkö
Tarkastajat ja aihe hyväksytty
Tieto- ja sähkötekniikan
tiedekuntaneuvoston kokouksessa
4. toukokuuta 2016

TIIVISTELMÄ

PIA RUOKOLAINEN: Voimalaitosten säätöominaisuudet ja -periaatteet saarekekäytössä

Tampereen teknillinen yliopisto

Diplomityö, 80 sivua, 5 liitesivua

Syyskuu 2016

Sähkötekniikan diplomi-insinöörin tutkinto-ohjelma

Pääaine: Sähköverkot ja -markkinat

Tarkastajat: professori Sami Repo ja professori Matti Vilkkio

Avainsanat: taajuussäätö, taajuusstabiilius, saarekekäyttö, vesivoimalaitos, kaasuturpiini, turpiinisäätäjä

Suurhäiriössä Suomen sähköjärjestelmä on jännitteetön laajalla alueella tai koko maassa. Yksi vaihtoehto sähköjen palauttamiseksi on alueellinen saareke, jonka muodostus alkaa voimalaitoksesta, joka voidaan käynnistää jännitteettömään verkkoon. Saarekekäytön haasteena on usein taajuusstabiilius, mikä asettaa turpiinisäätäjille vaatimuksia, jotka ovat ristiriidassa normaalin käyttötilanteen mukaisten vaatimusten kanssa. Tässä työssä on tutkittu taajuussäädön stabiiliutta saarekkeessa ja kehitetty menetelmä sellaisten säätöparametrien määrittämiseksi, joilla järjestelmä on mahdollisimman robusti. Robusti järjestelmä sietää hyvin häiriöitä ja pysyy stabiilina parametrien muutoksista huolimatta.

Työssä on luotu simulointimalli, joka soveltuu vesivoimalaitoksen säädön suunnitteluun ja stabiiliuden ja suorituskyvyn analysointiin saarekkeessa. Mallinnuksen lähtökohtana on ollut saarekekäytössä merkityksellisten ilmiöiden kuvaaminen ja mallin soveltuvuus käytännön ongelmien ratkaisuun esimerkiksi mallinnustietojen saatavuuden osalta. Järjestelmän stabiiliuden tarkasteluun on sovellettu lineaarianalyysia. Koska suomalaisilla vesivoimalaitoksilla yleisimmin käytettävän Kaplan-turpiinin dynamiikka on merkittävästi epälineaarinen, lineaarianalyysin menetelmien soveltamiseksi epälineaarinen malli on linearisoitu useissa toimintapisteissä.

Työssä on tarkasteltu saarekkeen dynamiikkaa eri tilanteissa. Kaplan-turpiini käyttäytyy epästabiilisti ilman säädintä, mutta sopivilla säätöparametreilla taajuussäätö saadaan stabiiliksi. Kun saareke muodostuu vain yhdestä vesivoimalaitoksesta ja sen syöttämästä kuormasta, järjestelmän virittäminen robustiksi on haasteellista etenkin toimintapisteissä, joissa laitoksen teho on suuri. Sen sijaan kun vesivoimalaitos toimii saarekkeessa suuren kaasuturpiinin kanssa, robustien säätöparametrien joukko on merkittävästi laajempi. Kaasuturpiinilla on huomattavan suuri liike-energia, mikä on eduksi taajuussäädön stabiiliudelle. Robustilla alueella saavutetaan myös riittävä suorituskky eli saarekkeeseen voidaan kytkeä portaittain kohtuullisen suuria kuormia ilman, että taajuuspoikkeama kasvaa liian suureksi.

Saarekkeen laajentaminen uusilla vesivoimalaitoksilla vaikuttaa saarekkeen robustiuteen ja suorituskkyyn. Taajuutta säätävien laitosten lukumäärän kasvattaminen parantaa säädön suorituskkyä mutta heikentää robustiutta. Myös vakioteholla toimiva vesivoimalaitos saattaa vaikuttaa negatiivisesti robustiuteen. Kaasuturpiinin ja vesivoimalaitosten muodostamassa saarekkeessa järjestelmä pysyy kuitenkin robustina laajalla toiminta-alueella myös saarekkeen kasvaessa, kun turpiinisäätäjät on viritetty sopivasti.

ABSTRACT

PIA RUOKOLAINEN: Control Characteristics and Principles of Power Plants in Island Operation

Tampere University of Technology

Master of Science Thesis, 80 pages, 5 Appendix pages

September 2016

Master's Degree Programme in Electrical Engineering

Major: Power Systems and Market

Examiners: Professor Sami Repo and Professor Matti Vilkkö

Keywords: frequency control, frequency stability, island operation, hydropower, gas turbine, turbine governor

In case of a black-out in the Finnish power system, one option for system restoration is to form a local island network. The process is initiated by starting a power plant with black-start capability. Maintaining frequency stability in island operation is often challenging, and therefore turbine governors need to be tuned differently than in normal operation. This master's thesis studies frequency stability in island operation. A method for governor tuning to achieve a high level of robustness is developed. A robust system has a good attenuation of disturbances and remains stable in spite of reasonable variations in process parameters.

In order to study frequency stability and governor tuning, a simulation model has been created. It captures the phenomena that are relevant in island operation. To ensure the model can be applied in real-life cases, the availability of power plant data has been taken into account in the development of the model. Linear analysis has been applied to study the frequency stability of the island network. The most common type of turbine to provide frequency control in Finland is the hydraulic Kaplan turbine. Since it has a clearly nonlinear power characteristic, the nonlinear model has been linearized in several operating points.

Frequency dynamics of an island network have been analysed in various cases. The Kaplan turbine is unstable without a turbine governor but can be stabilized if the governor is tuned appropriately. In case of one hydropower unit feeding an isolated load, it is rather challenging to achieve a robust system especially when the unit operates at high load. If the island network is expanded with a heavy gas turbine, the set of robust governor parameters is notably larger and the performance of frequency control better. The gas turbine brings a large amount of rotating mass to the system, which benefits frequency stability. Also an acceptable level of performance is achieved: the load can be increased in relatively large steps without causing too large frequency deviations.

Expanding the network further with additional hydropower units has an effect on both robustness and performance. Increase in the number of units participating in frequency control improves performance but reduces robustness. A hydropower unit running in constant power mode may have a negative effect on robustness as well. Nevertheless, in the studied case the system remains robust in a wide range of operating points even if the number of hydro power units is increased, assuming the governors are tuned aptly.

ALKUSANAT

Tämä diplomityö on tehty kantaverkkoyhtiö Fingrid Oyj:ssä. On ollut ilo työskennellä hyvässä työyhteisössä erittäin mielenkiintoisen aiheen parissa.

Haluan kiittää työni ohjaajaa Mikko Kuivaniemeä hyvistä kommentteista, ideoista ja tuesta työn kaikissa vaiheissa. Lisäksi haluan kiittää ohjausryhmää monista mielenkiintoisista keskusteluista ja ehdotuksista työhön liittyen sekä muita työtäni kommentoineita fingridiläisiä. Osoitan kiitokseni myös VEO Oy:lle asiantuntevista vastauksista vesivoimalaitoksiin ja turpiinisäätäjiin liittyvissä kysymyksissä. Työn tarkastajina Tampereen teknillisestä yliopistosta toimivat Sami Repo ja Matti Vilkkö, joita kiitän kommentteista ja mielenkiinnosta työtäni kohtaan.

Läheisiäni, erityisesti avopuolisoani, haluan kiittää ehtymättömästä tuesta ja kannustuksesta läpi opintojen.

Helsingissä, 12.8.2016

Pia Ruokolainen

SISÄLLYSLUETTELO

1.	JOHDANTO	1
1.1	Tausta	1
1.2	Tavoite ja rajaus	2
1.3	Aihepiirin aikaisempi tutkimus	3
1.4	Sisältö ja rakenne	4
2.	TAAJUUDEN JA TEHON SÄÄTÖ.....	5
2.1	Taajuuden säädön perusteet	5
2.2	Statiikka.....	6
2.3	Päätötehoreservit	7
2.4	Taajuussäätö saarekekäytössä	8
3.	VOIMALAITOKSET JA TURPIINISÄÄTÄJÄT	10
3.1	Vesivoimalaitokset	10
3.1.1	Vesivoimalaitosten turpiinit ja generaattorit.....	10
3.1.2	Vesivoimakoneen nopeussäätö	13
3.2	Kaasuturpiinit	13
3.2.1	Teollisuuskaasuturpiinin komponentit ja toimintaperiaate	13
3.2.2	Kaasuturpiinin säätö.....	15
3.3	Turpiinisäätäjät.....	15
3.3.1	Yleiskuvaus	15
3.3.2	PID-säädin.....	16
4.	JÄRJESTELMÄN STABIILIUDEN ANALYSOINTI.....	18
4.1	Lineaariset ja epälineaariset järjestelmät.....	18
4.2	Stabiilius.....	19
4.2.1	Määritelmä	19
4.2.2	Siirtofunktio ja järjestelmän navat	19
4.2.3	Nyquist-teoreema	21
4.3	Robustus.....	22
4.3.1	Määritelmä	22
4.3.2	Robustiuden arvioiminen	23
5.	VOIMALAITOSTEN MALLINNUS.....	26
5.1	Mallinnuksen lähtökohdat	26
5.2	Vesivoimalaitoksen malli	26
5.2.1	Kaplan-turpiini ja vesitie.....	27
5.2.2	Säätöjärjestelmä	30
5.3	Kaasuturpiinin malli	32
5.4	Generaattorin ja kuorman malli.....	36
6.	VESIVOIMALAITOSTEN DYNAMIIKKA JA SÄÄTÖPARAMETRIT	38
6.1	Vesivoimalaitoksen mallin linearisointi.....	38
6.2	Virityspeeriaate	40
6.3	Robustit viritykset esimerkkilaitoksille.....	41

6.4	Vesivoimalaitoksen dynamiikan keskeiset piirteet	45
6.5	Teho- ja avausstatiikan vertailu.....	50
7.	SAAREKKEEN MUODOSTAMINEN	53
7.1	Saarekkeen lähtötiedot ja muodostamisperiaate	53
7.2	Saarekemalli	54
7.3	Saareke alkutilanteessa.....	56
7.4	Saarekkeen laajentaminen	58
7.4.1	Kaasuturpiini ja kaksi vesivoimalaitosta.....	58
7.4.2	Kaasuturpiini ja kolme vesivoimalaitosta	66
7.5	Saareketarkastelun yhteenveto ja johtopäätökset.....	70
8.	TULOSTEN POHDINTA JA JATKOTARKASTELOT.....	72
9.	YHTEENVETO	75
	LÄHTEET.....	77

LIITE 1: Vesivoimalaitosmallin parametrit

LIITE 2: Kaasuturpiinimallin parametrit

LYHENTEET JA MERKINNÄT

FCR	engl. Frequency Containment Reserve, taajuuden vakautusreservi
FRR	engl. Frequency Restoration Reserve, taajuuden palautusreservi
IGV	engl. Inlet Guide Vanes, johtosiivet
LTI-järjestelmä	engl. Linear Time Invariant, lineaarinen ja aikainvariantti järjestelmä
PI	engl. Proportional-Integrative, säätöalgoritmi jossa suhteellinen ja integroiva termi
PID	engl. Proportional-Integrative-Derivative, säätöalgoritmi jossa suhteellinen, integroiva ja derivoiva termi
SISO-järjestelmä	engl. Single-Input Single-Output, järjestelmä jossa yksi sisäänmeno ja yksi ulostulo
A	vesitien poikkileikkauksen pinta-ala
a_1, a_2, a_3	kaasuturpiinin vääntömomentin mallinnusparametrit
b_1, b_2	poistokaasujen lämpötilan mallinnusparametrit
c	polttoaineen syöttöjärjestelmän venttiilin aikavakio
$C(s)$	säätimen siirtofunktio
e	erosuure
E_{kin}	liike-energia
f	taajuus
f_n	nimellinen taajuus
g	gravitaatiokiihtyvyys
G_m	vahvistusvara
G_{SH}	säteilysuojan parametri
G_{TC}	lämpötilasäätimen parametri
h	turpiinin kokema putouskorkeus
\bar{h}	turpiinin kokema suhteellinen putouskorkeus
h_0	staattinen putouskorkeus
\bar{h}_0	suhteellinen staattinen putouskorkeus
h_{char}	ominaisputouskorkeus
H	hitausvakio
j	imaginääriyksikkö
J	hitausmomentti
K	säätimen vahvistus
K_d	derivointivahvistus
K_i	integroitivahvistus
k_{NL}	tyhjäkäyntikulutus
K_p	proportionaalivahvistus
K_t	integraattorin kertymisen estopiirin vahvistus
L	vesitien pituus
$L(s)$	avoimen järjestelmän siirtofunktio
\dot{m}_f	polttoaineen massavirta
p	siirtofunktion napa (kompleksiluku)
$P(s)$	prosessin siirtofunktio
P	pätöteho
\bar{P}_a	suhteellinen kiihdyttävä teho
P_e	sähköteho
\bar{P}_e	suhteellinen sähköteho

P_m	mekaaninen teho
\bar{P}_m	suhteellinen mekaaninen teho
P_{mn}	nimellinen mekaaninen teho
P_n	nimellinen pätöteho
q	virtaama
\bar{q}	suhteellinen virtaama
q_{char}	nimellinen virtaama
R	statiikka absoluuttisena arvona
$R\%$	statiikka prosentteina
s	Laplace-muuttuja
Sm	stabiiliusvara
S_n	nimellinen näennäisteho
$S(s)$	herkkyysfunktio
t	aika
T	poistokaasujen lämpötila
\bar{T}_a	suhteellinen kiihdyttävä momentti
T_{CD}	ahtimen aikavakio
T_{CR}	palamisreaktion viive
T_e	sähköinen momentti
\bar{T}_e	suhteellinen sähköinen momentti
T_f	derivaatan suodatuksen aikavakio
T_{FS}	polttoaineen virtauksen aikavakio
T_G	nopeussäätimen aikavakio
T_m	mekaaninen momentti
\bar{T}_m	suhteellinen mekaaninen momentti
T_R	poistokaasujen nimellinen lämpötila
T_{SH}	säteilysuojan aikavakio
T_{TC}	lämpötilasäätimen integrointivakio
T_{TD}	lämpötilamittauksen viive
T_{TR}	lämpösähköparin aikavakio
T_{yr}	juoksupyörän servojärjestelmän aikavakio
T_{yw}	johtopyörän servojärjestelmän aikavakio
T_w	vesiaikavakio
$T(s)$	komplementaarinen herkkyysfunktio
u	ohjaussignaali
$U(s)$	sisäänmenon Laplace-muunnos
W	nopeussäätimen vahvistus
y_r	juoksupyörän siipikulma
y_w	johtopyörän avaus
$Y(s)$	ulostulon Laplace-muunnos

$\Delta(s)$	prosessin poikkeama
ζ	vaimennussuhde
η	hyötysuhde
τ	integrointimuuttuja
ϕm	vaihevara
ω	sähköinen kulmanopeus
ω_n	nimellinen sähköinen kulmanopeus
$\bar{\omega}$	suhteellinen sähköinen kulmanopeus
ω_{gc}	vahvistuksen ylimenotaajuus
ω_m	mekaaninen kulmanopeus
ω_{mn}	nimellinen mekaaninen kulmanopeus
ω_{pc}	vaiheen ylimenotaajuus

1. JOHDANTO

Tässä luvussa kuvataan työn tausta, tavoitteet, raja- ja rakenne sekä esitellään lyhyesti aihepiiriin liittyvää aiempaa tutkimusta.

1.1 Tausta

Sähköjärjestelmän suurhäiriöllä tarkoitetaan tilannetta, jossa koko Suomi tai suuri osa maasta on ilman sähköä. Suomi on osa pohjoismaista yhteiskäyttöverkkoa yhdessä Ruotsin, Norjan ja Itä-Tanskan kanssa. Pohjoismaisessa järjestelmässä noudatetaan $N - 1$ -periaatetta, eli järjestelmän tulee kestää tavanomaiset yksittäiset viat ja vikaantuneen komponentin irtoaminen verkosta. Vaikka suurhäiriön todennäköisyys on pieni, siihen varautuminen on tärkeää, sillä useat yhteiskunnan toiminnot ovat hyvin riippuvaisia sähkön saatavuudesta. Eurooppalaisten verkkosääntöjen mukaan kunkin kantaverkkoyhtiön on laadittava palautussuunnitelma järjestelmän normaalin tilan palauttamiseksi omalla alueellaan [1]. Jos Suomen järjestelmään ei voida palauttaa jännitettä rajasiirtoyhteyksien kautta, vaihtoehtona on jännitteenpalautus voimalaitoksella, jolla on pimeäkäynnistyskyky eli kyky käynnistyä jännitteettömään verkkoon. Kun voimalaitos on käynnistetty onnistuneesti, voidaan aloittaa saarekkeen muodostaminen. Saarekkeella tarkoitetaan verkon osaa, joka käy erillään muusta järjestelmästä. Saarekkeen muodostaminen etenee kytkemällä uusia verkon osia jännitteelliseksi ja liittämällä saarekkeeseen lisää tuotantoa ja kulutusta.

Saarekekäyttö on huomattavasti erilainen käyttötilanne kuin normaali yhteiskäyttö, ja yksi sen suurimmista haasteista on taajuusstabiiliuden ylläpito. Sähköjärjestelmän taajuus riippuu sähkön kulutuksen ja tuotannon välisestä tasapainosta. Jotta taajuus pysyisi vakiona, on kulutuksen ja tuotannon oltava yhtä suuria. Tavallisesti taajuuden säädöstä vastaa pätötehoreservi, joka pohjoismaisessa voimajärjestelmässä koostuu pääosin vesivoimalaitoksista. Taajuuden säätöön osallistuvien voimalaitosten turpiinisäätäjät säätävät laitoksen tuottamaa tehoa, kun taajuus poikkeaa nimellisarvosta. Yhteiskäyttöverkossa taajuuden vaihtelu normaalissa käyttötilanteessa on suhteellisen pientä. Saarekekäytössä taajuuden muutokset ovat sen sijaan suurempia ja yksittäisen voimalaitoskoneiston vaikutus merkittävä järjestelmän pienestä koosta johtuen. Pätötehoreserviin kuuluvien voimalaitosten turpiinisäätäjät on viritetty reservivaatimusten mukaisesti. Vaatimusten mukaisilla parametreilla saavutetaan riittävän nopea vaste yhteiskäytössä, mutta samat parametrit voivat saarekekäytössä johtaa taajuusstabiiliuden menetykseen.

Taajuussäädön haastavuus havaittiin käytännössä syksyllä 2014 järjestetyssä VALVE-harjoituksessa, jossa muodostettiin saareke Pohjois-Suomen vesivoimalaitoksien avulla. Harjoituksessa havaittiin ongelmia taajuusstabiiliuden ylläpitämisessä: taajuuden hallinta oli vaikeampaa ja saarekkeen muodostaminen hitaampaa kuin etukäteen arvioitiin. Kokemusten perusteella onnistunut saarekekäyttö edellyttää, että voimalaitosten säätäjäparametrit on huolellisesti suunniteltava ja koestettava erikseen juuri kyseiseen saarekkeeseen sopiviksi.

1.2 Tavoite ja raja

Tässä diplomityössä tarkastellaan saarekettä, jossa taajuutta säätää yhdestä kolmeen Kaplan-vesivoimalaitosta. Kunkin voimalaitoksen turpiinisäätäjä on tyypiltään PID-säädin. Jännitelähteenä saarekkeessa on kaasuturpiini, joka toimii vakioteholla. Tarkastelu on rajattu taajuusstabiiliuteen ja taajuussäädön suorituskykyyn. Työn tavoitteena on selvittää, miten voimalaitoksia kannattaa käyttää ja kuinka niiden turpiinisäätäjät tulee virittää, jotta saareke on mahdollisimman robusti taajuusstabiiliuden suhteen sekä riittävän suorituskykyinen. Työssä vastataan seuraaviin kysymyksiin:

- Millä periaatteella turpiinisäätäjät tulee virittää saarekekäyttöä varten?
- Millä säätöparametreilla saareke on robusti taajuuden suhteen?
- Millainen taajuussäädön suorituskyky on robusteilla virityksillä?
- Millaisia eroja toimintapisteiden välillä on stabiiliudessa ja suorituskyvyssä?
- Miten taajuutta säätävien vesivoimalaitosten lukumäärä ja vakioteholla toimiva vesivoimalaitos vaikuttavat taajuussäädön robustiuteen ja suorituskykyyn?

Robustius kuvaa järjestelmän herkkyyttä epävarmuudelle. Kun järjestelmä on robusti, se pysyy stabiilina prosessin parametrien kohtuullisesta vaihtelusta huolimatta. Robustilla järjestelmällä on myös hyvä häiriönsietokyky. Taajuussäädöltä vaaditaan riittävää suorituskykyä, jotta taajuuspoikkeamat eivät muodostu niin suuriksi, että ne johtaisivat esimerkiksi generaattorikatkaisijoiden avautumiseen suojausten toiminnan seurauksena. Säädön suorituskyky määrää, kuinka suurissa portaissa saarekkeeseen voidaan kytkeä uusia kuormia. Jos porras on pieni, saarekkeen muodostaminen on hidasta ja sähkönpalautukseen kuluva aika kasvaa. Sähkökatkon pidentyminen puolestaan pahentaa katkosta yhteiskunnalle aiheutuvia haittoja.

Saarekkeen ajoperiaatteilla tarkoitetaan tässä työssä voimalaitosten ajotapoja (vakioteho tai taajuussäätö), lukumäärää ja toimintapisteitä. Saarekkeessa on oltava vähintään yksi taajuutta säätävä voimalaitos, ja muut laitokset voivat tarvittaessa joko osallistua taajuussäätöön tai toimia vakioteholla. Toimintapisteiden väliset erot on hyvä tuntea, jotta osataan välttää mahdollisesti ongelmalliset toiminta-alueet. Lisäksi voidaan mahdollisuuksien mukaan käyttää laitoksia toimintapisteissä, joissa säätöominaisuudet arvioidaan parhaiksi.

Stabiiliustarkasteluja varten työssä mallinnetaan vesivoimalaitos ja kaasuturpiini. Voimalaitosmalleista muodostetaan edelleen saarekemalli. Työssä luotavilla simulointimalleilla voidaan analysoida saarekkeen taajuussäätöä sekä aika- että taajuustasossa ja määrittää sopivat turpiinisäätäjän parametrit. Mallinnuksen lähtökohtana on mallin hyödynnettävyys käytännön tarkasteluissa, joten mallin tulee olla sellainen, että siihen tarvittavat voimalaitostiedot on mahdollista selvittää kohtuullisella työllä.

1.3 Aihepiirin aikaisempi tutkimus

Vesivoimaloiden stabiiliutta on tutkittu paljon, ja ristiriita yhteis- ja saarekekäyttöön soveltuvien parametrien välillä on hyvin tunnettu. Jo 1960- ja 1970-luvuilla on tarkasteltu, kuinka mekaanis-hydraulisen säätimen parametrit tulisi asetella, jotta vesivoimalaitos toimii hyväksyttävästi sekä yhteis- että saarekekäytössä [2; 3]. Säädön stabiiliutta ja parametrien valintaa on tarkasteltu myös PI-säätimen [4; 5] ja PID-säätimen [6; 7] tapauksessa. Lähteessä [8] parametrien valintaa on lähestytty samankaltaisesta näkökulmasta kuin tässä työssä: siinä mekaanis-hydraulisen säätimen virityksen lähtökohtana on stabiiliuden maksimoiminen.

Edellä mainituissa tutkimuksissa ei kuitenkaan ole tarkasteltu Suomessa tyypillistä kaksoisohjattua Kaplan-turpiinia, eli juoksupyörän siipikulman muuttumista ei ole kuvattu. Phi et al. [9] tarkastelivat laajasti kaksoisohjatun turpiinin ja PID-säätimen stabiiliutta lineaarisella mallilla. Tässä työssä tavoitteena on luoda malli, joka kuvaa riittävän tarkasti turpiinin epälineaarisen toiminnan koko toiminta-alueella. Stabiiliuden tarkastelemiseksi epälineaarinen malli voidaan linearisoida halutuissa toimintapisteissä.

Vaikka perinteinen PID-säädin on edelleen yleisesti käytössä vesivoimalaitoksilla, säätöparametrien optimointi on hankalaa järjestelmän merkittävästä epälineaarisuudesta johtuen. Koska optimaaliset säätöparametrit riippuvat toimintapisteestä, PID-säätimen toimintaa voidaan parantaa asettelemalla toimintapisteen mukaan vaihtuvat säätöparametrit (*gain scheduling*) [10; 11]. Vesivoimalaitoksen säätöön on sovellettu myös robustin säädön teoriaa [12].

Vaikka kirjallisuudessa on esitetty suosituksia vesivoimalaitoksen turpiinisäätäjän parametrien valintaan, yleisiä periaatteita ei voi välttämättä sellaisenaan soveltaa saarekekäyttöön, koska ne eivät huomioi tarkasteltavan saarekkeen erityispiirteitä. Esimerkiksi Padoan et al. [13] havaitsivat tapaustarkastelussaan, että saarekkeessa höyryvoimalaitos rajoittaa merkittävästi vesivoimalaitoksen turpiinisäätäjän toimintaa. Vuorovaikutuksen seurauksena riskinä on taajuusstabiiliuden menetys, ellei turpiinisäätäjiä ole viritetty huolellisesti.

1.4 Sisältö ja rakenne

Työn alkuosassa esitellään aihepiiriin liittyvä keskeinen teoria ja sovellettavat menetelmät. Luvussa 2 kuvataan sähköjärjestelmän taajuuden säädön fysikaaliset periaatteet ja esitellään reservit, jotka vastaavat taajuussäädöstä yhteiskäyttöverkossa. Luvussa 3 luodaan yleiskuva työn kannalta relevanttien voimalaitostyyppien keskeisistä komponenteista ja toimintaperiaatteesta sekä turpiinisäätäjän toiminnasta. Stabiiliuden tarkastelussa hyödynnettävät menetelmät esitellään luvussa 4.

Taustateorian ja menetelmien jälkeen kuvataan vesivoimalaitoksen ja kaasuturpiinin simulointimallit luvussa 5. Mallien kuvauksen yhteydessä avataan myös tarkemmin voimalaitosten dynamiikkaan vaikuttavia ilmiöitä ja parametreja. Stabiiliustarkasteluiden tulokset esitellään luvuissa 6 ja 7. Luku 6 käsittelee yksittäisen vesivoimalaitoksen stabiiliutta. Luvussa määritellään periaate, jolla etsitään robustien säätöparametrien joukko, ja esitetään esimerkkilaitoksille sopivat viritykset. Saarekkeen muodostaminen on luonteeltaan tapaustarkastelu, ja sitä käsitellään luvussa 7. Tarkastelu alkaa saarekkeesta, jossa on kaasuturpiini ja yksi vesivoimalaitos, ja tarkastelun edetessä vesivoimalaitosten lukumäärä kasvatetaan kolmeen. Kussakin tapauksessa esitetään tuloksia saarekkeen stabiiliudesta ja suorituskyvystä. Luvun lopussa on yhteenveto saareketarkastelun tuloksista.

Luvussa 8 pohditaan työssä saatuja tuloksia ja tuodaan esille jatkotarkastelun aiheita. Lopuksi luvussa 9 kerrataan tutkimusongelma, menetelmät ja keskeiset tulokset sekä arvioidaan niiden hyödynnettävyyttä.

2. TAAJUUDEN JA TEHON SÄÄTÖ

Tässä luvussa esitellään taajuuden säädön fysikaaliset lainalaisuudet ja yhteiskäytössä olennainen statiikan käsite. Lisäksi esitellään lyhyesti pätötehoreservi, joka koostuu useista reservilajeista, joilla säädetään voimajärjestelmän taajuutta eri tilanteissa.

2.1 Taajuuden säädön perusteet

Pohjoismaisessa voimajärjestelmässä taajuuden nimellisarvo on 50,0 Hz ja normaali taajuusalue 49,9–50,1 Hz. Taajuus tulee pitää likimain vakiona, jotta tahtikoneiden ja oikosulkumoottoreiden pyörimisnopeus vaihtelisi mahdollisimman vähän. Etenkin lämpövoimalaitokset ovat herkkiä alitaajuuksille. Alhainen taajuus aiheuttaa ylimääräistä tärinää esimerkiksi höyryvoimalaitosten turpiineille ja heikentää apujärjestelmien kuten polttoaineen syötön toimintaa. Suuret taajuuskuopat saattavat aiheuttaa myös suuria magnetointivirtoja oikosulkumoottoreissa ja muuntajissa. [14]

Voimajärjestelmän taajuus riippuu tuotannon ja kulutuksen tasapainosta, ja se on yhteinen suure koko järjestelmälle muutostilanteita lukuun ottamatta. Pätötehon ja taajuuden säätö ja vastaavasti loistehon ja jännitteen säätö liittyvät läheisesti toisiinsa. Pätö- ja loistehovirtaukset siirtoverkossa ovat lähes riippumattomia toisistaan, joten taajuutta tarkasteltaessa voidaan loistehon ja jännitteiden käyttäytyminen jättää huomiotta.

Tarkastellaan yksinkertaista yhden generaattorin ja yhden kuorman muodostamaa järjestelmää. Muutos kuormassa näkyy välittömästi vastaavana muutoksena generaattorin tuottamassa sähköisessä momentissa T_e , mikä aiheuttaa epätasapainon sähköisen momentin ja mekaanisen momentin T_m välille. Epätasapainon seurauksena generaattorin roottoriin vaikuttaa kiihdyttävä momentti. Roottorille voidaan kirjoittaa liikeyhtälö

$$J \frac{d\omega_m}{dt} = T_m - T_e \quad (1)$$

jossa ω_m on roottorin mekaaninen kulmanopeus ja J turpiinin ja generaattorin yhteenlaskettu hitausmomentti. Liikeyhtälö ilmaistaan usein suhteellisarvoina hitausvakion H avulla, joka on roottoriin nimellisyörimisnopeudella ω_{mn} varastoituneen pyörimisenergian ja generaattorin nimellistehon S_n suhde:

$$H = \frac{\frac{1}{2} J \omega_{mn}^2}{S_n} \quad (2)$$

Hitausvakion yksikkö on sekunti ja se kuvaa sitä, kuinka pitkän ajan generaattori pystyisi tuottamaan nimellistehonsa vain roottorin pyörimisliikkeeseen varastoituneen energian avulla. Hitausvakion avulla lausuttuna liikeyhtälö voidaan kirjoittaa suhteellisarvoina muotoon

$$2H \frac{d\bar{\omega}}{dt} = \bar{T}_m - \bar{T}_e \approx \bar{P}_m - \bar{P}_e \quad (3)$$

jossa $\bar{\omega}$ on roottorin sähköinen kulmanopeus suhteessa nimellisnopeuteen, \bar{T}_m ja \bar{T}_e suhteellinen mekaaninen ja sähköinen vääntömomentti ja \bar{P}_m ja \bar{P}_e suhteellinen mekaaninen teho ja sähköteho. Suhteellinen kiihdyttävä momentti ja teho ovat likimain yhtä suuria, kun kulmanopeus on lähellä nimellistä. [14]

Voimajärjestelmässä on erityyppisiä kuormia, joista osa on taajuusriippuvia. Taajuusriippuva kuormitus pienenee taajuuden laskiessa ja vastaavasti suurenee taajuuden noustessa. Kuormituksen käyttäytyminen on tällöin edullista taajuuden säädön kannalta, koska se pienentää epätasapainoa tuotannon ja kulutuksen välillä. Ilmiöstä käytetäänkin myös nimitystä luonnollinen säätövoima. Kuorman taajuusriippuvuutta kuvataan vaimennuskertoimella, joka voidaan ilmaista prosentuaalisena tehomuutoksena yhden prosentin taajuusmuutosta kohti. Tyypillinen koko järjestelmän kuorman käyttäytymistä kuvaava vaimennuskertoimen arvo on 1-2 [14, s. 584].

Ilman taajuussäätöä järjestelmän vaste kulutuksen ja tuotannon epätasapainoon määräytyisi hitausvakion ja vaimennuskertoimen perusteella. Taajuus asettuisi siihen arvoon, jossa luonnollinen säätövoima kompensoi kuorman muutoksen. Järjestelmän kykyä vastustaa taajuuden muutoksia kutsutaan inertiaaksi. Mitä suurempi on järjestelmään kytkettyjen generaattoreiden ja turpiinien yhteenlaskettu hitausmomentti, sitä enemmän järjestelmässä on inertiaa ja sitä voimakkaammin se vastustaa taajuuden muutoksia.

2.2 Statiikka

Koska voimajärjestelmässä on useita taajuuden säätöön osallistuvia generaattoreita, tarvittava tehon lisäys tai vähennys on jaettava niiden kesken. Tämä toteutetaan turpiinisäätäjän statiikka-asettelun avulla. Statiikka kuvaa generaattorin tuottaman tehon ja järjestelmän taajuuden välistä riippuvuutta, ja sen arvo prosentteina määritellään seuraavasti:

$$R_{\%} = \frac{\Delta f / f_n}{\Delta P / P_n} * 100 \% \quad (4)$$

jossa Δf on taajuuden muutos ja f_n taajuuden nimellisarvo, ja vastaavasti ΔP on pätötehon muutos ja P_n pätötehon nimellisarvo. Pieni statiikka asetellaan generaattoreille, joiden säätökyky on hyvä. Tämä tarkoittaa, että generaattorin tehon muutos on herkkä taajuusmuutoksille. Esimerkiksi 5 %:n statiikka tarkoittaa, että 5 %:n taajuusmuutos aiheuttaisi 100 %:n tehomuutoksen. Absoluuttisena arvona statiikaksi saadaan

$$R = \frac{\Delta f}{\Delta P} \quad (5)$$

Statiikasta seuraa, että taajuussäädön seurauksena taajuuteen jää pysyvässä tilassa poikkeama. Pysyvän tilan taajuuspoikkeama määräytyy kaikkien generaattoreiden statiikoiden yhteisvaikutuksesta sekä kuorman luonnollisesta säätövoimasta. Poikkeama korjataan säätämällä järjestelmän tehoa. Tehon säätöön osallistuvien voimalaitosten turpiinisäätäjien tehoasetuksia muutetaan joko manuaalisesti tai automaattisesti erillisellä integroivalla säätimellä, minkä seurauksena taajuus palautuu nimellisarvoon ja taajuutta säätävien generaattoreiden teho takaisin asetusarvoon.

2.3 Pätötehoreservit

Taajuuden ylläpitämiseksi pohjoismaisessa voimajärjestelmässä on käytössä reservituotteita erilaisiin tarkoituksiin [15]. Taajuuden vakautusreservi (*Frequency Containment Reserve, FCR*) on tarkoitettu taajuuden jatkuvaan hallintaan ja se aktivoituu automaattisesti taajuusmuutoksista. Suurin osa reservistä hankitaan voimalaitoksilta mutta myös muun tyyppiset resurssit, kuten kulutuskohteet, voivat osallistua reservimarkkinoille. Vakautusreservi käsittää taajuusohjatun käyttö- ja häiriöreservin. Taajuusohjatun käyttöreservin tarkoituksena on tasapainottaa normaaleja sähkön tuotannossa ja kulutuksessa tapahtuvia muutoksia. Nykyisten vaatimusten mukaan säädön on aktivoiduttava kokonaan kolmessa minuutissa 0,10 Hz:n askelmaisen taajuusmuutoksen seurauksena. Taajuusohjattu häiriöreservi aktivoituu taajuuden laskiessa normaalitaajuusalueen alapuolelle ja se pyrkii pitämään taajuuden jatkuvan tilan arvon vähintään 49,50 Hz:ssä. Häiriöreservin tulee aktivoitua nopeammin kuin käyttöreservin: puolet kapasiteetista on oltava aktivoitavissa viidessä sekunnissa ja koko kapasiteetin 30 sekunnissa -0,50 Hz:n askelmaisella taajuusmuutoksella.

Taajuuden palautusreservi (*Frequency Restoration Reserve, FRR*) on hitaammin aktivoituvaa pätötehoreserviä, jonka tehtävänä on vapauttaa aktivoituneet taajuuden vakautusreservit ja palauttaa taajuus nimelliseksi. Se koostuu automaattisesti ja manuaalisesti aktivoitavasta reservistä. Automaattinen taajuudenhallintareservi aktivoituu nimensä mukaisesti automaattisesti taajuuspoikkeaman perusteella. Aktivointi tapahtuu keskitetysti kantaverkkoyhtiön laskeman ja lähettämän tehonmuutossignaalin perusteella. Manuaalisesti aktivoitava reservi käsittää säätösähkömarkkinat ja nopean häiriöreservin. Aktivoitumisaika on korkeintaan 15 minuuttia, ja aktivoinnin tekee kantaverkkoyhtiö. Säätösähkömarkkinoiden tarjouksia aktivoidaan tarvittaessa sekä

normaali- että häiriötilanteessa. Nopeaa häiriöreserviä voidaan aktivoida järjestelmän normaalitilan palauttamiseksi häiriön jälkeen.

Reserviä ylläpidetään Pohjoismaissa yhteisesti (pois lukien nopea häiriöreservi), ja ylläpitovelvoitteen jakautumisesta on sovittu pohjoismaisten kantaverkkoyhtiöiden kesken. Taajuusohjattua käyttöreserviä ylläpidetään vähintään 600 MW, eli järjestelmän säätövoima on vähintään 6000 MW/Hz. Ylläpidettävä määrä jaetaan vuosittain maiden käyttämien vuosienenergioden suhteessa. Taajuusohjattua häiriöreserviä ylläpidetään siten, että mitoittavan vian seurauksena järjestelmän pysyvän tilan taajuus ei laske alle 49,5 Hz:iin. Mitoittava vika on voimajärjestelmän kannalta pahin mahdollinen yksittäinen vika kussakin käyttötilanteessa, esimerkiksi suurimman tuotantoyksikön verkosta irtoaminen tai vika tärkeällä siirtoyhteydellä. Reservin kokonaismäärä järjestelmässä lasketaan vähentämällä mitoittavasta viasta järjestelmän luonnollinen säätökyky 200 MW, ja normaalissa käyttötilanteessa se on noin 1200 MW. Velvoite jaetaan kantaverkkoyhtiöille alueiden mitoittavien vikojen suhteessa. Kunkin kantaverkkoyhtiön tulee lisäksi ylläpitää oman alueensa mitoittavaa vikaa vastaava määrä nopeaa häiriöreserviä. [16]

2.4 Taajuussäätö saarekekäytössä

Vakavassa voimajärjestelmän vikatilanteesta järjestelmän yhteiskäyttö saatetaan menettää, minkä seurauksena järjestelmä voi jakaantua useisiin saarekkeisiin. Stabiileja verkon osia voidaan pyrkiä myös kontrolloidusti irrottamaan muusta järjestelmästä. Onnistuneella alueellisten saarekkeiden muodostamisella voidaan helpottaa ja nopeuttaa sähkönpalautusta koko voimajärjestelmään [17]. Kun siirtyminen saarekekäytölle tapahtuu ilman sähkökatkoa, siirtymävaiheen onnistuminen on kriittistä. Saarekkeeseen voidaan siirtyä myös jännitteettömän verkon kautta, jolloin alkutilanne on oleellisesti erilainen. Tämän työn saareketarkasteluissa on kyse tällaisesta tilanteesta. Työssä ei kuitenkaan käsitellä pimeäkäynnistystä vaan yleisesti saarekkeen taajuussäätöä, joten saarekkeeseen siirtymiseen liittyvät kysymykset eivät ole työn rajauksen puitteissa merkityksellisiä. Tässä työssä saarekekäytöllä viitataan aina poikkeukselliseen käyttötilanteeseen, jossa prioriteettina on järjestelmän normaalin tilan palauttaminen mahdollisimman nopeasti. Esimerkiksi saarilla ja syrjäisillä seuduilla on pieniä voimajärjestelmiä, jotka ovat luonnostaan saarekkeita, koska yhteyksiä muihin järjestelmiin ei ole.

Saarekkeen taajuussäätöön pätevät samat periaatteet kuin yhteiskäytössäkin. Olennainen ero yhteis- ja saarekekäytön välillä on järjestelmän koko. Yhtälön (3) mukaisesti taajuuden muutosnopeus riippuu järjestelmän inertiaista. Koska saarekkeessa verkossa on vähemmän tahtigeneraattoreita, inertia on pieni verrattuna yhteiskäyttöverkkoon. Pienestä inertiaista johtuen taajuus on herkempi tehomuutoksille. Esimerkiksi Ruotsissa [18] ja Tanskassa [19] tehdyt saarekekokeet osoittavat, että taajuuden muutokset ovat sekä suurempia että nopeampia kuin yhteiskäytössä. Järjestelmän koko vaikuttaa inertian lisäksi säätökapasiteettiin. Pohjoismaisessa yhteiskäyttöjärjestelmässä ylläpidetään

jatkuvasti riittäväksi katsottu määrä pätötehoreserviä. Saarekekäytössä säätökapasiteetti riippuu alueella käytettävissä olevista voimalaitoksista sekä saarekkeen kuormasta. Säätökapasiteetin riittävyys voi muodostua ongelmaksi, jos kuorma on suuri suhteessa säätökykyiseen tuotantokapasiteettiin. Pienessä järjestelmässä ei ole välttämättä teknisesti tai taloudellisesti järkevää pyrkiä yhtä tarkkaan taajuussäätöön kuin suuressa yhteiskäyttöverkossa silloinkaan, kun kyseessä on järjestelmän normaali tila [20]. Saarekkeessa voidaanakin hyväksyä suurempia taajuuspoikkeamia kuin yhteiskäytössä.

Taajuusstabiiliuden parantamiseksi saarekkeessa voidaan hyödyntää energiavarastoja kuten akkuja, superkondensaattoreita tai vauhtipyöriä. Nopean vasteensa ansiosta ne syöttävät järjestelmään tehoa ennen kuin perinteisten voimalaitosten taajuussäätö alkaa vaikuttaa. Koska tehoepätasapaino häiriön alussa pienenee, taajuuden muutosnopeus hidastuu ja taajuuspoikkeaman maksimi jää pienemmäksi. Energiavarasto voi jatkaa tehon syöttöä myös voimalaitosten taajuussäädön aktivoiduttua, jolloin se tukee taajuuden palautumista häiriön jälkeen. [21]

Suomessa voimalaitosten taajuussäädölle ei ole esitetty vaatimuksia saarekekäytön tai stabiiliusmarginaalien suhteen. Mikäli voimalaitoksella on käytössä erillinen toimintatila saarekekäyttöä varten, tulee tästä toimittaa tieto kantaverkkoyhtiölle [22]. Sen sijaan Norjassa vesivoimalaitoksilta edellytetään riittäviä stabiiliusmarginaaleja [23]. Norjalaisilla voimalaitoksilla turpiinisäättäjän tulee toimia statiikkaa lukuun ottamatta samoilla säätöparametreilla yhteis- ja saarekekäytössä. Voimalaitoksen on kestettävä siirtyminen yhteiskäytöstä täydeltä kuormalta 20 %:n kuormalle saarekekäyttöön ilman säätöparametrien vaihtamista. Norjalaisilla vesivoimalaitoksilla käytetään erityyppisiä turpiineja kuin Suomessa, sillä Norjassa putouskorkeudet ovat huomattavasti suurempia.

3. VOIMALAITOKSET JA TURPIINISÄÄTÄJÄT

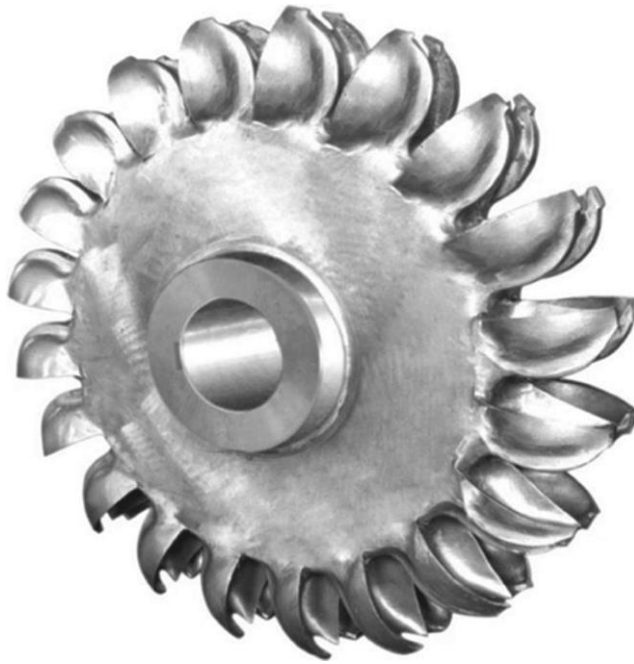
Työssä tarkasteltavat sähköntuotantolaitokset ovat vesivoimalaitoksia ja kaasuturbiineja. Tässä luvussa kuvataan kyseisten voimalaitosten keskeiset komponentit ja toimintaperiaate sekä tarkastellaan voimalaitosten säätöperiaatteita ja säätökykyä rajoittavia tekijöitä. Luvun lopussa kuvataan turpiinisäätäjä yleisellä tasolla sekä esitellään tarkemmin PID-säädin, jota käytetään työn voimalaitosmalleissa.

3.1 Vesivoimalaitokset

Energiantuotanto vesivoimalaitoksessa perustuu veden potentiaalienergian muuntamiseen turpiinin pyörimisenergiaksi ja edelleen sähköenergiaksi generaattorissa. Vesivoimalaitokset voidaan jakaa kolmeen pääluokkaan: joki-, säännöstely- ja pumppuvoimalaitoksiin. Jokivoimalaitoksien energiantuotanto on riippuvainen joen virtaamasta. Mikäli laitoksella on oma allas, sen varastointikapasiteettia voidaan hyödyntää lyhytaikaiseen virtauksen säätelyyn. Säännöstelyvoimalaitoksilla on huomattavasti suurempi vesiallas, minkä ansiosta tuotantoa voidaan säädellä pidemmällä aikavälillä. Pumppuvoimalaitoksissa veden virtaussuunta on käännettävissä: korkean kysynnän aikana laitos tuottaa sähköä, ja matalan kysynnän aikana se toimii kuormana pumppaamalla vettä varastoon. Suomalaiset voimalaitokset ovat joki- tai säännöstelyvoimalaitoksia.

3.1.1 Vesivoimalaitosten turpiinit ja generaattorit

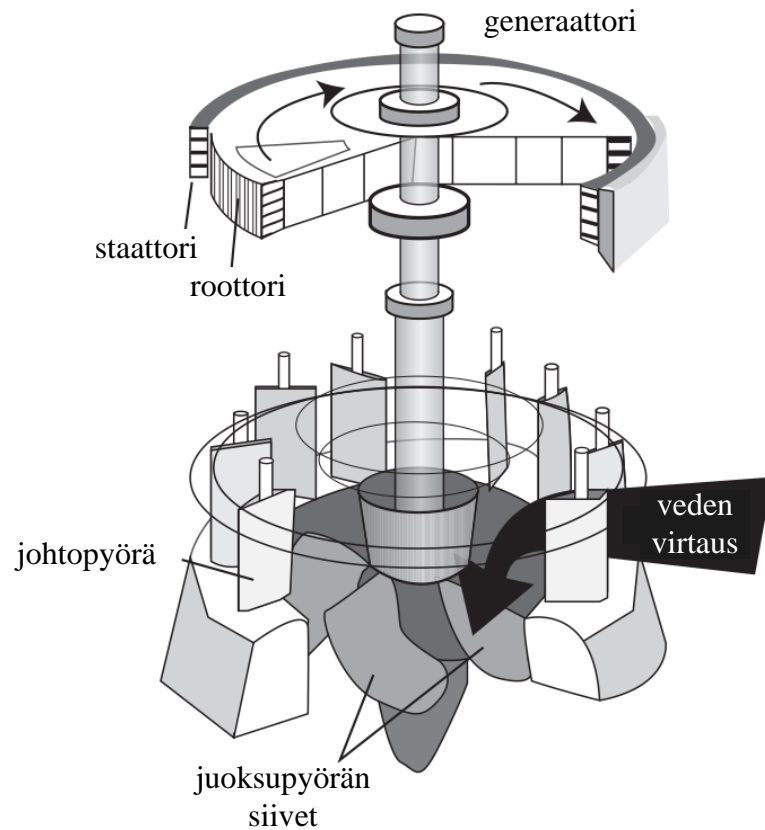
Vesivoimalaitosten turpiinit voidaan jakaa toimintaperiaatteen perusteella impulssi- ja reaktioturbiineihin. Impulssiturbiinissa juoksupyörä toimii ilmakehän paineessa, eli se sijoitetaan vedenpinnan yläpuolelle. Turpiinia syöttävä vesi ohjataan ensin suuttimiin, joissa sen potentiaalienergia muuttuu liike-energiaksi. Suuttimesta vesisuihku ohjataan suurella nopeudella juoksupyörän lapoihin. Veden liikemäärän muuttuessa törmäyksen seurauksena lapoihin kohdistuu voima, joka aikaansaa turpiinin pyörimisen. Pelton-turpiini (kuva 3.1) on esimerkki impulssiturbiinista. [24]



Kuva 3.1 Pelton-turpiinin juoksupyörä [25]

Reaktioturpiineissa sekä veden potentiaali- että liike-energiaa muutetaan turpiinin pyörimisenergiaksi. Sisään tuleva vesi ohjataan spiraalinmuotoisesta tuloputkesta johtopyörän kautta juoksupyörän koko kehälle. Virtaussuunnan perusteella reaktioturpiinit jaetaan radiaaliturpiineihin ja aksiaali- eli potkuriturpiineihin. Radiaaliturpiineissa veden virtaussuunta on samassa tasossa turpiinin pyörimissuunnan kanssa, eli vesi virtaa sekä sisään että ulos turpiinista säteittäisesti. Potkuriturpiineissa virtaussuunta on turpiinin pyörimisakselin suuntainen. Yleisimmin käytettyjä reaktioturpiineja ovat Francis ja Kaplan. [14; 24]

Kuva 3.2 havainnollistaa pystyakselisen Kaplan-turpiinin rakennetta. Generaattori on sijoitettu turpiinin yläpuolelle, yleensä korkeammalle kuin alaveden pinnan maksimikorkeus. Aksiaalilaakeri sijaitsee generaattorin päällä ja kannattelee koko pyörivää massaa. Juoksupyörässä on yleensä 4–7 siipeä riippuen pääasiassa putouskorkeudesta. Myös siipien koko, muotoilu, kuormitus ja sijainti suhteessa alaveden pintaan vaikuttavat optimaaliseen siipien lukumäärään. Kuvan mukaisesti vesi virtaa ensin säteittäisesti tai tangentiaalisesti johtopyörän läpi ja edelleen aksiaalisesti juoksupyörän läpi. Juoksupyörästä vesi poistuu suurella nopeudella imuputkeen, jonka tarkoitus on hidastaa vettä mahdollisimman tehokkaasti. Veden liike-energian pienentyessä paine juoksupyörän alapuolella laskee, ja juoksupyörän kokeman paineeron kasvaessa myös turpiinin tuottama mekaaninen teho kasvaa. [26]



Kuva 3.2: Kaplan-turpiinin rakenne [25]

Turpiinin valinta riippuu pääasiassa virtaamasta ja putouskorkeudesta. Karkeasti jaoteltuna Pelton-turpiini soveltuu pienille virtaamille ja suurille putouskorkeuksille, Kaplan-turpiini suurille virtaamille ja pienille putouskorkeuksille, ja Francis-turpiinin käyttöalue sijoittuu kahden edellisen väliin [26]. Suomessa yleisimmin käytetty tyyppi on Kaplan-turpiini, jota käytetään pääasiassa alle 30 metrin putouskorkeuksilla. Siten se soveltuu hyvin suomalaisiin voimalaitoksiin, joiden putouskorkeudet ovat tyypillisesti suuruusluokaltaan joitakin kymmeniä metrejä. Turpiini on kaksoisohjattu, eli sekä johtopyörän avaus että juoksupyörän siipikulma ovat muutettavissa. Kaksoisohjattavuuden ansiosta hyötysuhde on hyvä laajalla toiminta-alueella. Kaplan-turpiinin etuihin lukeutuu myös juoksupyörän pieni koko ja Francis-turpiiniin verrattuna yli kaksinkertainen pyörimisnopeus (samalla virtaamalla ja putouskorkeudella), mikä edelleen mahdollistaa mitoiltaan suhteellisen pienen ja siten edullisen generaattorin käytön. Lisäksi turpiinilla on suuri ylikuormituskapasiteetti. [26]

Vesivoimaloiden generaattorit ovat tyypillisesti avonapaisia. Avonapakoneet soveltuvat mekaanisilta ominaisuuksiltaan paremmin vesiturpiinien hitaille pyörimisnopeuksille kuin umpinapakoneet. Hitaasta pyörimisnopeudesta johtuen generaattorilta vaaditaan suuri napaluku nimellistaajuuden jännitteen tuottamiseksi. Avonapakoneessa navat on asennettu roottorin pinnalle ja kullakin navalla on oma käämityksensä. Roottoriin on tavallisesti asennettu lisäksi vaimennuskäämitys nopeusvaihteluiden vaimentamiseksi. [14]

Generaattorin hitausmomentilla on merkittävä vaikutus vesivoimalaitoksen käyttäytymiseen muutostilanteissa. Turpiinin hitausmomentti on normaalisti suuruusluokaltaan vain viisi prosenttia generaattorin hitausmomentista, joten vesivoimakoneen kiihtyvyys määräytyy pääasiassa generaattorin perusteella [25]. Tyypillinen vesivoimalaitoksen turpiinin ja generaattorin yhteenlaskettua hitausmomenttia kuvaava hitausvakion arvo on 2,0 - 4,0 sekuntia [14, s. 134].

3.1.2 Vesivoimakoneen nopeussäätö

Reaktiiturpiinin nopeussäätö perustuu turpiinin läpi virtaavan veden määrän säätämiseen. Mikäli taajuus laskee eli turpiinin pyörimisnopeus pienenee, säätöjärjestelmä kasvattaa johtopyörän avausta, mikä lisää veden virtausta turpiinin läpi. Vastaavasti pyörimisnopeuden kasvaessa avausta pienennetään. [24]

Turpiinin pyörimisnopeus ja veden paine eivät saa ylittää niille määriteltyjä raja-arvoja, mikä asettaa reunaehdot säädölle. Käytännössä tästä seuraa johtopyörän avaus- ja sulkunopeuksien rajoitukset säätöjärjestelmälle. Kaksoisohjatuilla Kaplan-turpiineilla myös juoksupyörän siipikulman muutosnopeus on rajoitettu. Rajoitusten vaikutus tulee esille, kun muutokset kuormassa tai ohjaussignaalisissa ovat riittävän suuria. Esimerkiksi äkillinen kuorman pienentyminen johtaa avausta ja siipikulmaa säätävien servomoottoreiden toimintaan maksimaalisella sulkunopeudella, kun säädin pyrkii nopeasti pienentämään virtaamaa. [26]

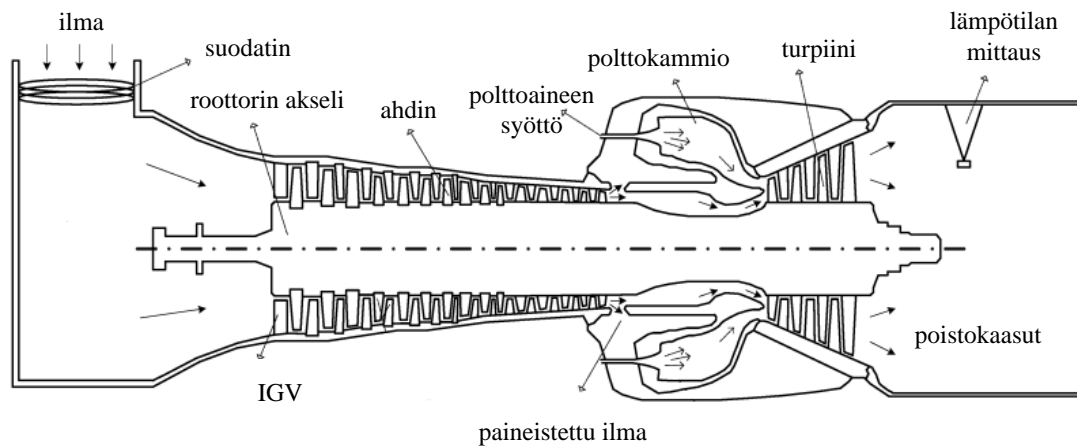
3.2 Kaasuturpiinit

Kaasuturpiini muuntaa polttoaineen kemiallisen energian mekaaniseksi työksi. Polttoaineena voidaan käyttää esimerkiksi maakaasua, öljyä tai biokaasua. Joissakin laitoksissa voidaan käyttää useaa polttoainetta, esimerkiksi pääpolttoaineena maakaasua ja varapolttoaineena öljyä. Sähköntuotannossa käytettävät kaasuturpiinit jaetaan kahteen päätyyppiin: teollisuus- ja lentokoneturpiineihin. Suuren teholuokan teollisuuskaasuturpiinit on suunniteltu asennettavaksi maahan, joten massa ja koko eivät ole merkittäviä rajoittavia tekijöitä. Lentokoneturpiinit perustuvat nimensä mukaisesti ilmailukäyttöön valmistettuihin moottoreihin. Raskaisiin teollisuusturpiineihin verrattuna niiden käynnistys ja alasajo on nopeampaa, ja ne kykenevät myös vastaamaan nopeammin kuorman muutoksiin. Suurimmat lentokoneturpiinit ovat sähköteholtaan noin 50 MW; teollisuusturpiineilla saavutetaan jopa 500 MW:n tehoja. [27]

3.2.1 Teollisuuskaasuturpiinin komponentit ja toimintaperiaate

Kaasuturpiinin keskeiset komponentit ovat ahdin, polttokammio ja itse turpiini. Kuva 3.3 havainnollistaa teollisuuskaasuturpiinin rakennetta. Ahtimelle johdetaan ilmaa kanavan kautta, jossa on imuilmasuodatin ja äänenvaimennin. Ahtimessa ilman nopeutta, painetta

ja lämpötilaa nostetaan useassa vaiheessa. Kukin vaihe koostuu rivistä roottori- ja staattorisiipiä. Kuvaan merkittyt johtosiivet (*inlet guide vanes, IGV*) voivat olla säädettäviä, jolloin niiden kulmaa voidaan muuttaa käytön aikana. Paineistettu ilma virtaa edelleen polttokammioon, jossa noin kolmasosa ilmasta sekoitetaan polttoaineeseen. Polttoaineen palamisprosessi nostaa lämpötilaa likimain vakiopaineessa. Loppu ilma sekoitetaan palamiskaasuihin, ja seos ohjataan turpiiniin, jossa se laajenee ja pyörittää turpiinia ja ahdinta. Lähes 60 % turpiinin tuottamasta mekaanisesta tehosta käytetään ahtimen pyörittämiseen, mistä johtuen turbiini on mitoittettava huomattavasti haluttua sähkötehoa suuremmalle teholle. [28; 29]



Kuva 3.3: Periaatteellinen kuva teollisuuskaasuturbiinista [29]

Kaasuturbiinin toimintaa rajoittaa korkein mahdollinen laajenemiskaasujen lämpötila, jonka turbiini kestää. Lämpötila on korkeimmillaan turbiinin sisäänmenossa, ja sen yläraja riippuu ensimmäisen vyöhykkeen siipien materiaaleista ja jäähtytyksestä. Modernit kaasuturbiinit kestävät jopa yli 1400 °C:n lämpötiloja. Käytännössä mitataan yleensä poistokaasujen lämpötilaa, jota säätämällä voidaan hallita myös lämpötilaa turbiinissa. Lämpötilarajoitteesta johtuen turbiinin tuottama teho on riippuvainen ympäröivän ilman lämpötilasta ja akselin pyörimisnopeudesta. Myös ilmankosteudella ja paineella on pieni vaikutus. Ympäristön lämpötilan nousu tai turbiinin pyörimisnopeuden lasku pienentävät ilman massavirtaa turbiinin läpi. Tällöin palamiskaasujen lämpötilan nousun estämiseksi on vähennettävä polttoaineen syöttöä, minkä seurauksena teho pienenee. [28]

Kaasuturbiinien generaattorit ovat kaksi- tai nelinapaisia umpinapakoneita, jotka soveltuvat hyvin suurille pyörimisnopeuksille. Umpinapakoneen roottori on sylinterin muotoinen, ja napakäämitykset on upotettu roottorin uriin. Tyypillinen hitausvakion arvo, joka sisältää myös turbiinin hitausmomentin, on 2,5–6,0 sekuntia kaksinapaisille ja 4,0–10,0 sekuntia nelinapaisille generaattoreille [14, s. 134].

3.2.2 Kaasuturpiinin säätö

Kaasuturpiinin säätöjärjestelmä on monimutkainen kokonaisuus. Verkon kannalta keskeisimmät koneen käyttäytymiseen vaikuttavat säätöhaarat ovat nopeussäätö, lämpötilan säätö ja kiihtyvyyden säätö. Kukin säätöhaara tuottaa ohjeen polttoaineen syötölle, ja pienimmän ohjearvon tuottava haara ohjaa polttoainejärjestelmää kullakin hetkellä.

Tavallisesti turpiinia ohjaa nopeussäätö, joka pyrkii pitämään pyörimisnopeuden referenssiarvossaan. Laitosta voidaan myös ajaa vakioteholla, jolloin se ei osallistu taajuuden säätöön vaan pyrkii pitämään tehon jatkuvasti asetusarvossaan. Kiihtyvyyden rajoittimen vaikutus voi tulla esiin esimerkiksi äkillisen kuorman irtikykeytymisen seurauksena, kun polttoaineen syöttöä on vähennettävä nopeasti jotta turpiini ei kiihtyisi liikaa. Lämpötilan säätö puolestaan rajoittaa turpiinin maksimitehoa luvussa 3.2.1 esitetyn periaatteen mukaisesti, joten säätöhaara voi tulla määrääväksi kun laitosta ajetaan suurella teholla. [28]

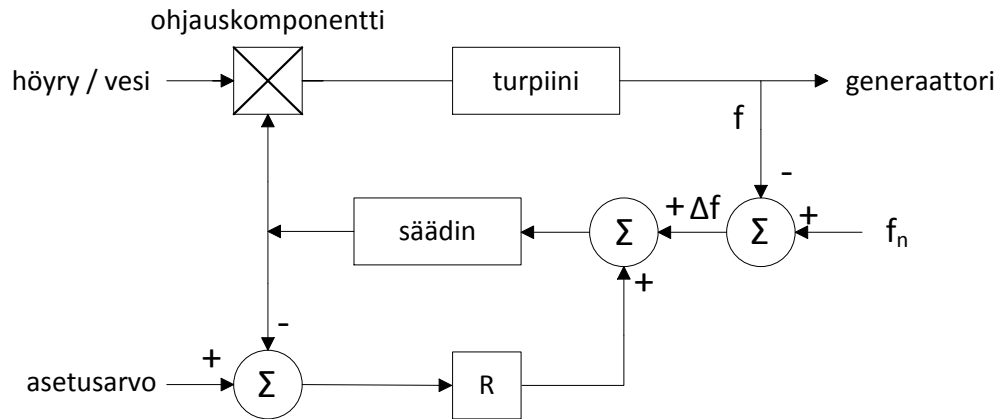
Johtosiipien (IGV) säädöllä voidaan kontrolloida ilman massavirtaa polttokammioon. Säädetävät johtosiivet mahdollistavat lähes maksimihyötysuhteella toimimisen myös nimellistehoa pienemmällä kuormalla, jopa 65 %:n osakuormaan asti. Kaasuturpiini ajetaan ensi lämpötilarajalle, minkä jälkeen tehoa nostetaan avaamalla siipiä, mikä lisää ilman massavirtaa turpiinin läpi. Samalla kaasujen lämpötila joko turpiinin sisäänmenossa tai ulostulossa pidetään vakiona. Kaasuturpiinin toimiessa täydellä kuormalla johtosiivet ovat tavallisesti kokonaan auki. [30; 31]

3.3 Turpiinisäätäjät

Tässä alaluvussa esitellään turpiinisäätäjän toimintaperiaate ja tehtävät yleisellä tasolla. Lisäksi kuvataan tarkemmin tässä työssä tarkasteltavan PID-säätimen toimintaperiaate.

3.3.1 Yleiskuvaus

Kun voimalaitos osallistuu järjestelmän taajuussäätöön, turpiinisäätäjä reagoi taajuusmuutoksiin säätämällä koneen tuottamaa tehoa. Turpiinisäätäjän periaatteellinen kaavio on esitetty kuvassa 3.4. Erosuure, joka on säätimen sisäänmeno, muodostetaan kuvan mukaisesti taajuuspoikkeamasta ja statiikasta. Säätimen ulostulo ohjaa toimilaitetta, jolla säädetään laitoksen tehoa. Integroivassa säädössä säädin pyrkii pitämään erosuureen nollassa. Ilman statiikkaa generaattoreilla olisi oltava täsmälleen sama nopeusasetus, jotta ne eivät säädä toisiaan vastaan. Tästä syystä usean taajuutta säätävän generaattorin vakaa rinnankäynti edellyttää statiikan käyttöä. Proportionaalisessa säädössä statiikkaa ei tarvita. [14]



Kuva 3.4 Turpiinisäätäjän periaatteellinen lohkokkaavio [14]

Statiikka määrää generaattorin tehomuutoksen pysyvässä tilassa, ja turpiinisäätäjän muut parametrit vaikuttavat esimerkiksi säädön nopeuteen ja värähtelyn vaimenemiseen. Vaikka pysyvässä tilassa vaste olisi kahdella laitoksella sama, vasteiden käyrämuodoissa voi olla muutostilassa suuriakin eroja. Vasteeseen vaikuttavat turpiinisäätäjän lisäksi myös voimalaitoksen tyyppi, mekaaniset ja hydrauliset toimilaitteet sekä teho, jolla laitosta käytetään. Vaste voi myös muuttua laitoksen ikääntyessä, koska komponenttien mekaaninen kuluminen vaikuttaa niiden toimintaan.

Turpiinisäätäjällä voi olla useita käyttötiloja, joiden parametrit eroavat toisistaan. Tavallisia käyttötiloja vesivoimalaitoksella ovat normaali-, häiriö- ja saarekekäyttö. Siirtyminen käyttötilasta toiseen tapahtuu automaattisesti taajuusmittausten perusteella. Turpiinisäätäjä vaihtaa parametrit, jos taajuuspoikkeaman suuruus sekä poikkeaman kesto tai taajuuden muutosnopeus toteuttavat käyttötilan vaihtamiselle asetellut ehdot. Voimalaitoksilla, jotka eivät osallistu taajuussäätöön, turpiinisäätäjän tehtävänä on tehon pitäminen asetusarvossa taajuuden muutoksista huolimatta. Lisäksi turpiinisäätäjä ohjaa voimalaitoksen käynnistymistä ja pysäyttää turpiinin vakavassa häiriössä. Joissakin tapauksissa kantaverkon jännite tai taajuus voi olla sellainen, että voimalaitos saa irrota verkosta ja siirtyä omakäytölle. Voimalaitoksen tulee tällöin siirtyä omakäytölle turvallisesti ja toimia omakäytöllä määrätyn ajan. [22; 32]

3.3.2 PID-säädin

Proportional-integral-derivative-säädin eli PID-säädin on yleisin takaisinkytkentää hyödyntävä säädin. PID-säätimen muodostama ohjaussignaali u on summa kolmesta termistä:

$$u(t) = K_p e(t) + K_i \int_0^t e(\tau) d\tau + K_d \frac{de}{dt} \quad (6)$$

Ensimmäinen termi on suoraan verrannollinen erosuureeseen e , toinen erosuureen integraaliin ja kolmas sen derivaattaan. Parametrit K_p , K_i ja K_d kuvaavat kunkin termin vahvistusta. Muuttuja t edustaa aikaa ja τ on integrointimuuttuja, jonka arvo käy nollasta ajanhetkeen t . [33]

Proportionaalisessa säädössä, jossa ohjaussignaali on suoraan verrannollinen erosuureeseen, säädettävä suure poikkeaa asetusravostaan pysyvässä tilassa. Vahvistusta kasvattamalla virhe pienenee mutta värähtely kasvaa. Pysyvän tilan virhe poistetaan integroivalla säädöllä. Mitä suurempi on integroivan säädön vahvistus, sitä nopeammin systeemin ulostulo saavuttaa asetusravonsa, mutta tässäkin tapauksessa ulostulon värähtely kasvaa. [33]

Derivoiva osa ennakoi ulostulon käyttäytymistä tulevaisuudessa sen hetkellisen muutosnopeuden perusteella. Derivointivahvistuksen kasvattaminen parantaa systeemin vaimennusta eli vähentää oskillointia ja mahdollistaa siten suuremman proportionaalivahvistuksen ja edelleen nopeamman säätimen vasteen. Toisaalta derivointivahvistuksen kasvattaminen liian suureksi proportionaalivahvistukseen nähden tekee järjestelmästä epästabiilin. Derivoinnin haittapuolena on mittaussignaalin korkeataajuisen kohinan voimakas vahvistuminen, joka aiheuttaa suuria vaihteluita ohjaussignaaliin. Kohinan vaikutusta voidaan pienentää suodattamalla derivaatta, jolloin derivointiosa muodostaa matalataajuisista signaaleista derivaatan ja toimii kuten vakiovahvistus korkeataajuisille signaaleille. [33; 34]

4. JÄRJESTELMÄN STABIILIUDEN ANALYSOINTI

Tässä luvussa määritellään lineaarinen järjestelmä ja lineaariapproksimaatio sekä esitellään työn kannalta oleelliset säätöteorian käsitteet ja menetelmät.

4.1 Lineaariset ja epälineaariset järjestelmät

Vaikka todelliset järjestelmät ovat harvoin täysin lineaarisia, monet niistä voidaan kuvata lineaarisilla malleilla riittävän tarkasti. Jotkin järjestelmät puolestaan ovat merkittävästi epälineaarisia, eikä lineaarinen malli ole riittävä niiden kuvaamiseen. Usein tällaisiakin järjestelmiä voidaan kuitenkin approksimoida riittävällä tarkkuudella lineaarisella mallilla tietyn toimintapisteen läheisyydessä. Lineaariseen mallin etu epälineaariseen malliin verrattuna on mahdollisuus käyttää tehokkaampia ja yksinkertaisempia analysointimenetelmiä.

Lineaarisuuden määritelmän mukaan lineaarinen järjestelmä on homogeeninen ja additiivinen. Toisin sanoen funktio f on lineaarinen, jos $f(ax + by) = af(x) + bf(y)$ kaikilla vakioiden a ja b arvoilla. Lineaarisen järjestelmän vaste kahden herätteen summaan on siis summa kyseisten herätteiden tuottamista yksittäisistä vasteista. Järjestelmä on lisäksi aikainvariantti, jos sen ominaisuudet eivät muutu ajan suhteen. Lineaarisia ja aikainvariantteja järjestelmiä kutsutaan LTI-järjestelmiksi (*linear time invariant systems*). Tässä työssä oletetaan järjestelmät aikainvarianteiksi.

Tarkastellaan linearisointia yhden muuttujan funktion tapauksessa. Epälineaarisen funktion $f(x)$ Taylorin sarja pisteessä x_0 on

$$f(x) = f(x_0) + \frac{x - x_0}{1!} f'(x_0) + \frac{(x - x_0)^2}{2!} f''(x_0) + \dots \quad (7)$$

Linearisointipisteen lähellä poikkeama $x - x_0$ on pieni. Korkeamman asteen epälineaariset termit ovat näin ollen pieniä verrattuna alemman asteen lineaarisiin termeihin. Katkaistaan Taylorin sarja ensimmäisen kertaluvun derivaatan jälkeen ja määritellään uudet muuttujat

$$\Delta f = f(x) - f(x_0) \quad (8)$$

$$\Delta x = x - x_0. \quad (9)$$

Uusien muuttujien avulla lausuttuna lineaariapproksimaatio funktiolle $f(x)$ on

$$\Delta f = f'(x_0)\Delta x. \quad (10)$$

Samaa periaatetta sovelletaan myös silloin, kun muuttujat ovat vektoreita. Tällöin derivaatan korvaa osittaisderivaatoista muodostuva matriisi. [33; 35]

4.2 Stabiilius

Tässä alaluvussa määritellään, mitä stabiilius tarkoittaa. Lisäksi kuvataan, kuinka järjestelmän stabiiliutta voidaan analysoida sen siirtofunktion ja Nyquist-teoreeman avulla.

4.2.1 Määritelmä

Stabiilin järjestelmän vaste pysyy rajoitettuna ajan kasvaessa. Kun vaste lähestyy jotakin tiettyä raja-arvoa, järjestelmä on asympotoottisesti stabiili. Marginaalisesti stabiilin järjestelmän vaste on rajoitettu mutta ei lähesty mitään tiettyä raja-arvoa. Jos järjestelmä ei ole stabiili, se on epästabiili eli sen vaste kasvaa rajatta.

Lineaarinen järjestelmä on globaalisti stabiili eli mikäli se on stabiili joillakin alkuarvoilla, se on stabiili kaikilla alkuarvoilla. Epälineaarinen tai aikavariantti järjestelmä voi olla lokaalisti stabiili mutta ei välttämättä globaalisti stabiili. Tällöin se on stabiili joillakin alkuarvoilla mutta epästabiili toisilla alkuarvoilla. Epälineaarisen järjestelmän tasapainopisteen lokaalia stabiiliutta voidaan tarkastella lineaariapproksimaatiolla. Voidaan osoittaa, että jos lineaariapproksimaatiolla on asympotoottisesti stabiili tasapainopiste, on se myös alkuperäisen järjestelmän lokaalisti asympotoottisesti stabiili tasapainopiste [35, s. 117–118]. Tämän perusteella lineaarianalyysia voidaan soveltaa myös epälineaaristen järjestelmien stabiiliuden tutkimiseen. Seuraavassa on esitetty keskeisiä lineaarisen systeemianalyysin käsitteitä ja teorioita, joita hyödynnetään voimalaitosten ja saarekkeen dynamiikan analysoinnissa.

4.2.2 Siirtofunktio ja järjestelmän navat

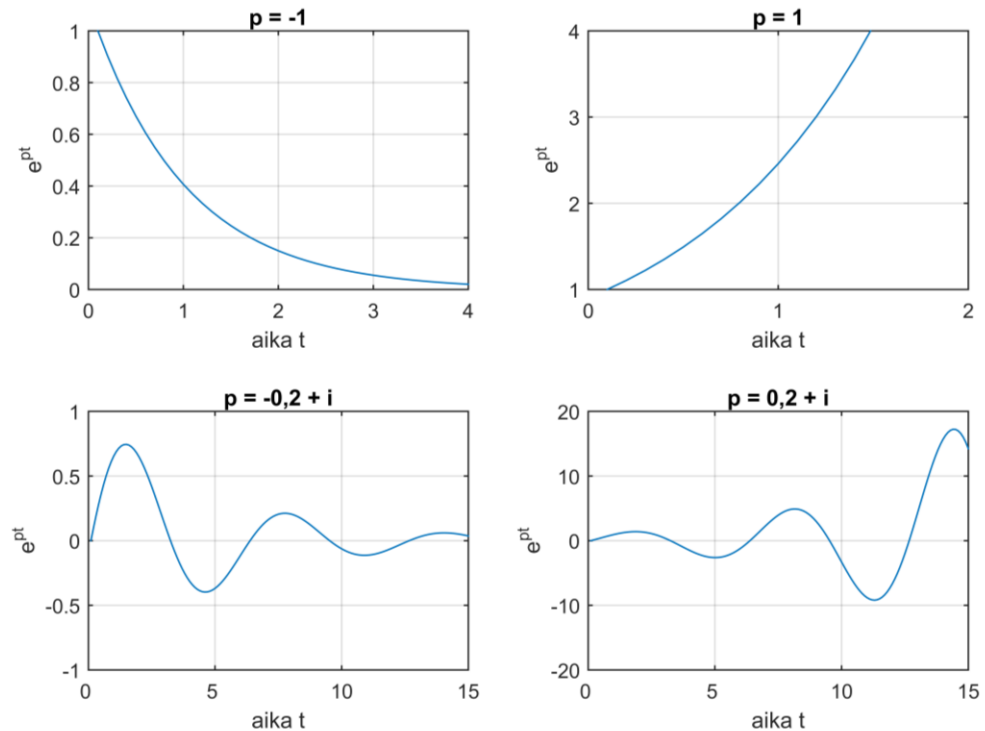
Lineaarinen järjestelmä voidaan esittää siirtofunktiolla $H(s)$, joka kuvaa järjestelmän dynamiikkaa taajuustasossa. Taajuustason mallinnus kuvaa järjestelmän vastetta sinimuotoisiin ja eksponentiaalsiin herätteisiin. Siirtofunktion määritelmä on

$$H(s) = \frac{Y(s)}{U(s)} \quad (11)$$

jossa $Y(s)$ on ulostulon ja $U(s)$ sisäänmenon Laplace-muunnos. Siirtofunktiosta voidaan päätellä järjestelmän taajuusvaste sijoittamalla muuttuja $j\omega$ Laplace-muuttujan s paikalle. Siirtofunktion nimittäjäpolynomin eli karakteristisen polynomin juuria kutsutaan järjestelmän navoiksi. Osoittajapolynomin juuret ovat puolestaan järjestelmän nollija.

Järjestelmän stabiilius voidaan päätellä sen navoista. Järjestelmä on asympotoottisesti stabiili, jos ja vain jos kaikkien napojen reaaliosa on aidosti negatiivinen, ja epästabiili, jos yhdelläkin navalla on aidosti positiivinen reaaliosa. [33]

Napojen sijainti kompleksitasossa määrittää järjestelmän luonnollisen eli nollaohjausvasteen. Napa kompleksitason pisteessä p aiheuttaa vasteeseen termin e^{pt} . Kuva 4.1 havainnollistaa termien aikatason käyrämuotoa. Ylärivin kuvaajat vastaavat reaalisia napa ja alarivin kuvaajat kompleksisia napa.

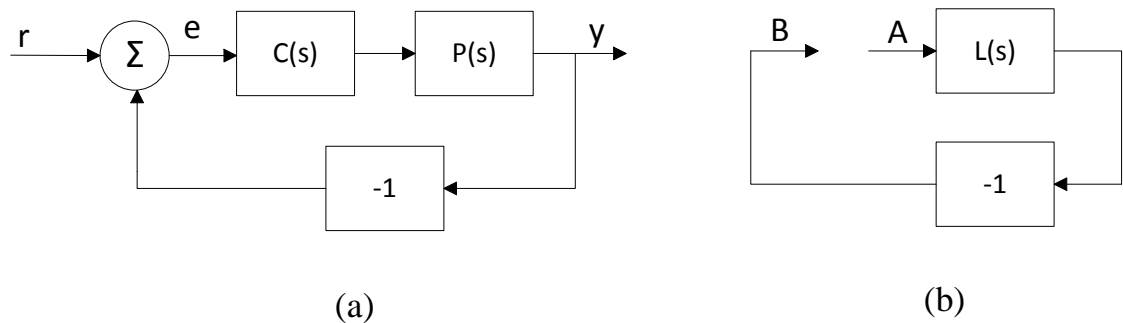


Kuva 4.1 Esimerkkejä siirtofunktion napojen tulkinnasta aikatasossa. Napa p aiheuttaa järjestelmän luonnolliseen vasteeseen termin e^{pt} .

Kun p on reaaliluku, termi on eksponentiaalisesti vähenevä, jos $p < 0$ eli napa sijaitsee vasemmassa puolitasossa. Oikeassa puolitasossa termi on eksponentiaalisesti kasvava, eli vaste kasvaa rajatta ja järjestelmä on epästabiili. Mitä kauempana napa sijaitsee imaginääriakselista, sitä nopeammin termi kasvaa tai vaimenee. Navat, joilla on sekä nollasta poikkeava reaali- että imaginääriosa, esiintyvät aina pareittain kompleksikonjugaatteina. Napapari $p = \sigma \pm j\omega$ tuottaa vasteeseen sinimuotoisesti värähtelevän termin $e^{\sigma t}(\cos \omega t \pm i \sin \omega t)$. Värähtelyn kasvu- tai vaimenemisnopeus riippuu reaali-osasta σ kuten reaalilla navalla, ja imaginääriosa ω määrää värähtelytaajuuden. Puhtaasti imaginäärinen napa vastaa termiä, jonka värähtelyn amplitudi on vakio. [33]

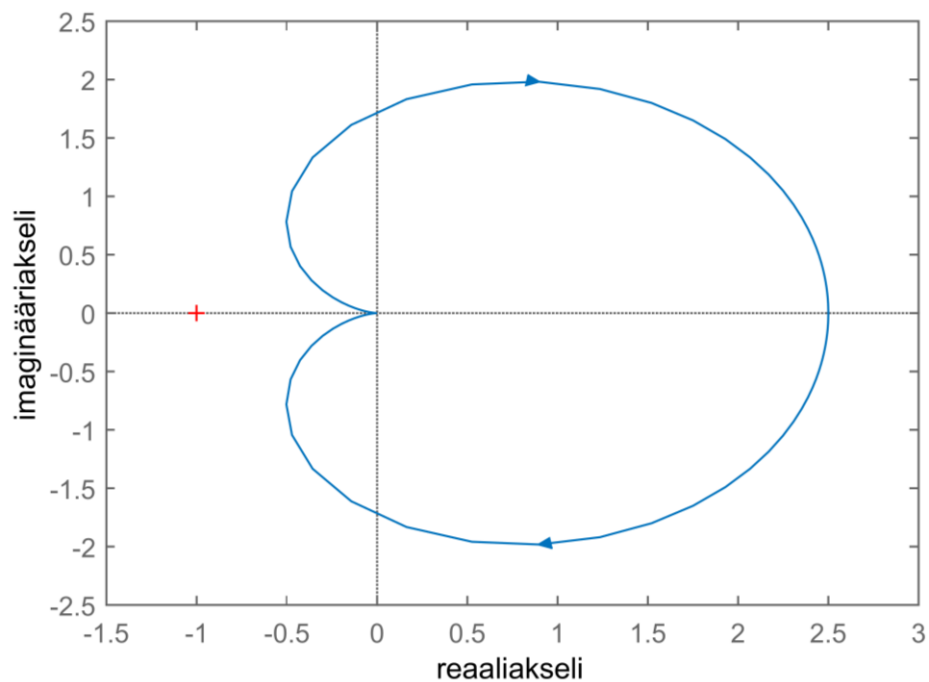
4.2.3 Nyquist-teoreema

Nyquistin teoreemalla voidaan selvittää takaisinkytketyn eli suljetun järjestelmän stabiilius, kun tunnetaan avoimen järjestelmän siirtofunktio. Stabiilius voidaan määrittää tarkastelemalla signaalin käyttäytymistä sen kulkiessa järjestelmän läpi. Kuva 4.2a esittää suljettua järjestelmää, joka koostuu säätimen siirtofunktiosta $C(s)$, prosessin siirtofunktiosta $P(s)$ ja negatiivisesta takaisinkytkennästä. Avoimen järjestelmän siirtofunktio $L(s)$ on $P(s)C(s)$. Katkaistaan silmukka pisteessä B ja syötetään pisteeseen A sinimuotoinen signaali, jonka taajuus on ω_0 (kuva 4.2b). Lineaarisen järjestelmän taajuusvasteen perusteella tiedetään, että myös pisteessä B on pysyvässä tilassa samantaajuinen siniaalto. Oskillointi edellyttää, että signaaleilla on sama amplitudi ja vaihe, mikä toteutuu, jos $L(j\omega_0) = -1$. Kyseistä kompleksitason pistettä $(-1,0)$ kutsutaan kriittiseksi pisteeksi. Nyquistin teoreeman tarkoitus on selvittää, missä tilanteissa oskillointi tulee mahdolliseksi. [33]



Kuva 4.2 Suljettu järjestelmä (a) alkaa oskilloida, jos avoimen järjestelmän siirtofunktio $L(s)$ saa arvon -1 . [33]

Avoimen järjestelmän siirtofunktiosta voidaan päätellä suljetun järjestelmän stabiilius Nyquistin kriteerin perusteella. Nyquist-diagrammi esittää siirtofunktion $L(s)$ arvon, kun s kulkee Nyquist-uraa myötäpäivään. Toisin sanoen kun edetään uralla myötäpäivään, taajuus kasvaa kohti ääretöntä. Suljettu systeemi on stabiili, jos ja vain jos avoimen järjestelmän Nyquist-diagrammi kiertää pisteen $(-1,0)$ vastapäivään täsmälleen yhtä monta kertaa kuin avoimen silmukan siirtofunktiolla on napoja oikeassa puolitasossa. Kuva 4.3 on esimerkki toisen asteen siirtofunktion Nyquist-diagrammista. Siirtofunktiolla ei ole napoja oikeassa puolitasossa ja Nyquist-käyrä ei kierrä kriittistä pistettä, joten suljettu järjestelmä on stabiili.



Kuva 4.3 Esimerkki Nyquist-diagrammista

4.3 Robustius

Tässä alaluvussa määritellään, mitä tarkoitetaan järjestelmän robustiudella. Lisäksi esitellään käsitteitä, joiden avulla voidaan kuvata robustiuden määrää.

4.3.1 Määritelmä

Todellisia järjestelmiä kuvaaviin malleihin liittyy epävarmuutta. Epävarmuuden lähteet voivat liittyä järjestelmän parametreihin tai dynamiikkaan. Parametrien arvot tunnetaan käytännössä vain tietyllä tarkkuudella eivätkä ne ole välttämättä vakioita. Epälineaarisen järjestelmän linearisoinnissa parametrit riippuvat myös toimintapisteestä. Järjestelmän dynamiikkaan liittyvää epävarmuutta kutsutaan mallintamattomaksi dynamiikaksi. Malleihin liittyy usein oletuksia ja yksinkertaistuksia, minkä seurauksena osa järjestelmän dynamiikan yksityiskohdista jää huomioimatta. [33]

Robustius kuvaa järjestelmän herkkyyttä epävarmuudelle. Robustius liittyy sekä stabiiliuteen että suorituskyykyyn. Stabiiliudesta puhuttaessa robustius kuvaa todennäköisyyttä, että järjestelmä muuttuu epästabiiliksi prosessin variaatioiden seurauksena. Robusti suorituskyyky puolestaan viittaa siihen, kuinka variaatiot vaikuttavat järjestelmän vasteeseen. Tässä työssä tarkastellaan robustiutta stabiiliuden näkökulmasta.

4.3.2 Robustiuden arvioiminen

Vaihe- ja vahvistusvara ovat tunnettuja käsitteitä, joilla voidaan arvioida stabiiliuden pysyvyyttä eli järjestelmän robustiutta. Ylävahvistusvara ilmaisee, kuinka paljon avoimen järjestelmän vahvistusta voidaan korkeintaan kasvattaa ennen kuin suljettu järjestelmä muuttuu epästabiiliksi. Vastaavasti alavahvistusvara kertoo, kuinka paljon vahvistusta voidaan pienentää. Suljettu järjestelmä on stabiili, kun vahvistus on suurempi kuin alavahvistusvara mutta pienempi kuin ylävahvistusvara. Vahvistusvaran Gm määritelmä on

$$Gm = \frac{1}{|L(j\omega_{pc})|} \quad (12)$$

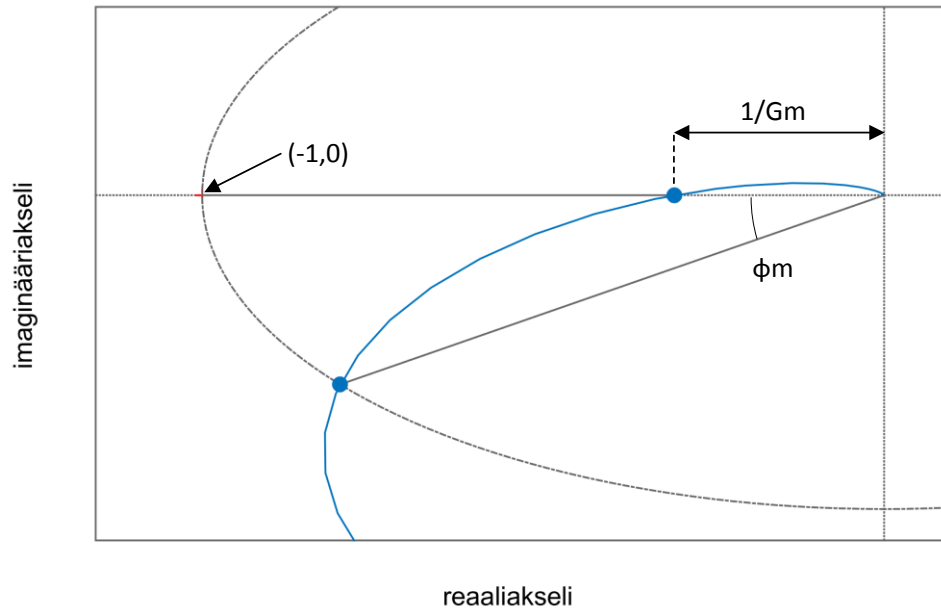
jossa ω_{pc} on vaiheen ylimenotaajuus eli taajuus, jolla siirtofunktion vaihe on -180° . Kohtuullinen ylävahvistusvara on 2–5, joka vastaa 6–14 desibeliä. Alavahvistusvaran tulee mielellään olla alle 0,5 eli pienempi kuin -6 dB. Alavahvistusvaran tarkastaminen on tärkeää, jos avoin järjestelmä on epästabiili. Sen sijaan avoimen järjestelmän ollessa stabiili alavahvistusvara on tavallisesti nolla, eli vahvistusta voidaan pienentää rajattomasti. [33; 36]

Vaihevara ilmaisee, kuinka paljon avoimen järjestelmän vaihe-eroa voidaan korkeintaan kasvattaa ennen kuin suljettu järjestelmä muuttuu epästabiiliksi. Vaihevara on

$$\phi_m = 180^\circ + \arg L(j\omega_{gc}) \quad (13)$$

jossa ω_{gc} on vahvistuksen ylimenotaajuus eli taajuus, jolla siirtofunktion amplitudi on yksi. Kohtuullinen vaihevara on 30–60 astetta. [33; 36]

Kuva 4.4 havainnollistaa vaihe- ja vahvistusvaran käsitteitä Nyquist-diagrammin avulla. Vahvistusvaran käänteisluku on etäisyys origon ja sen pisteen välillä, jossa Nyquist-diagrammi leikkaa reaaliakselin, mikä tapahtuu vaiheen ylimenotaajuudella. Nyquist-käyrä leikkaa yksikköympyrän vahvistuksen ylimenotaajuudella, jolla siirtofunktion amplitudi saa arvon yksi. Vaihevaran graafinen tulkinta on negatiivisen reaaliakselin ja origon ja edellä mainitun leikkauspisteen kautta kulkevan suoran välinen kulma.



Kuva 4.4 Vaihe- ja vahvistusvara Nyquist-diagrammissa

Stabiiliusvaralla tarkoitetaan lyhintä etäisyyttä kriittisen pisteen ja Nyquist-käyrän välillä. Kohtuullinen arvo on 0,5–0,8. Stabiiliusvara liittyy järjestelmän herkkyysfunktioon. Herkkyysfunktio $S(s)$ kuvaa järjestelmän kykyä vaimentaa häiriöitä, ja se voidaan laskea kaavalla

$$S(s) = \frac{1}{1 + L(s)} \quad (14)$$

kun tunnetaan avoimen järjestelmän siirtofunktio $L(s)$. Kun herkkyysfunktion itseisarvo on pienempi kuin yksi, häiriö vaimenee suljetussa järjestelmässä. Taajuuksilla, joilla herkkyysfunktion arvo on suurempi kuin yksi, häiriö puolestaan vahvistuu. Herkkyysfunktion itseisarvon maksimi kuvaa häiriön suurinta mahdollista vahvistusta. Stabiiliusvara on herkkyysfunktion maksimiarvon käänteisluku eli

$$Sm = \frac{1}{\max(S(s))} \quad (15)$$

Toisin sanoen mitä pienempi herkkyysfunktion maksimi on, sitä suurempi stabiiliusvara järjestelmällä on. Stabiiliusvaran avulla järjestelmän robustiutta voidaan kuvata yhdellä luvulla. Vaihe- ja vahvistusvaroja käytettäessä robustiuden toteamiseksi on tunnettava molemmat. [33]

Komplementaarisen herkkyysfunktion $T(s)$ avulla voidaan ilmaista, kuinka suuria prosessin epävarmuuksia voidaan sallia ilman, että stabiilius menetetään. Komplementaarisen herkkyysfunktion määritelmä on

$$T(s) = \frac{L(s)}{1 + L(s)} \quad (16)$$

Prosessin siirtofunktio alkutilanteessa on $P(s)$, ja poikkeutetun prosessin siirtofunktio on $P(s) + \Delta(s)$. Oletetaan, että poikkeama $\Delta(s)$ on stabiili eli oikean puolitasan napojen lukumäärä ei muutu. Järjestelmä säilyy stabiilina, jos poikkeutettu Nyquistin käyrä ei kulje kriittisen pisteen kautta. Komplementaarisen herkkyyshanktion avulla ilmaistuna stabiiliusehdoksi saadaan

$$\frac{|\Delta(s)|}{|P(s)|} < \frac{1}{|T(s)|} \quad (17)$$

Taajuuksilla, joilla $T(s)$ on pieni, prosessin variaatiot voivat olla suuria. Konservatiivinen raja variaatioille on

$$\frac{|\Delta(s)|}{|P(s)|} < \frac{1}{\max(T(s))} \quad (18)$$

eli mitä pienempi komplementaarisen herkkyyshanktion maksimiarvo on, sitä suurempia variaatioita voidaan sallia. [33]

Pieni herkkyyshanktio tarkoittaa siis hyvää stabiiliusvaraa ja häiriöiden vaimennusta, ja pieni komplementaarinen herkkyyshanktio sallii suuret prosessin variaatiot ilman stabiiliuden menetystä. Yhtälöistä (14) ja (16) seuraa, että

$$S(s) + T(s) = 1 \quad (19)$$

mikä tarkoittaa, että molempien funktioiden samanaikainen minimointi ei ole mahdollista. Tyypillisesti siirtofunktio $L(s)$ on suuri pienillä taajuuksilla ja lähestyy nollaa taajuuden kasvaessa kohti ääretöntä. Tästä seuraa, että $S(s)$ on tyypillisesti pieni matalilla taajuuksilla ja likimain yksi korkeilla taajuuksilla. Vastaavasti $T(s)$ on likimain yksi pienillä taajuuksilla ja lähestyy nollaa, kun taajuus kasvaa. [33]

Järjestelmän robustius on moniulotteinen asia. Sopivin tapa robustiuden kuvaamiseen riippuu siitä, mistä näkökulmasta sitä tarkastellaan. Sähköjärjestelmässä tehoepätasapainoa voidaan ajatella häiriönä, jonka vaimenemista on luontevaa tarkastella herkkyyshanktion avulla. Komplementaarisen herkkyyshanktion tarkastelu olisi oleellista, jos oltaisiin ensisijaisesti kiinnostuneita mallin tarkkuuden vaikutuksesta stabiiliuteen. Nyquist-käyrän ja kriittisen pisteen välinen lyhin etäisyys on tässä työssä relevantti robustiuden mitta. Riittävä etäisyys takaa, että herkkyyshanktion ja komplementaarisen herkkyyshanktion arvot eivät kasva kohtuuttoman suuriksi [37; 38].

5. VOIMALAITOSTEN MALLINNUS

Tässä luvussa esitellään käytetyt vesivoimalaitoksen, kaasuturpiinin sekä generaattorin ja kuorman simulointimallit. Luvussa määritellään mallinnuksen lähtökohdat ja tavoitteet, kuvataan voimalaitosten toimintaan vaikuttavia ilmiöitä ja parametreja sekä tuodaan esille malleihin liittyvät oletukset ja mahdolliset rajoitukset.

5.1 Mallinnuksen lähtökohdat

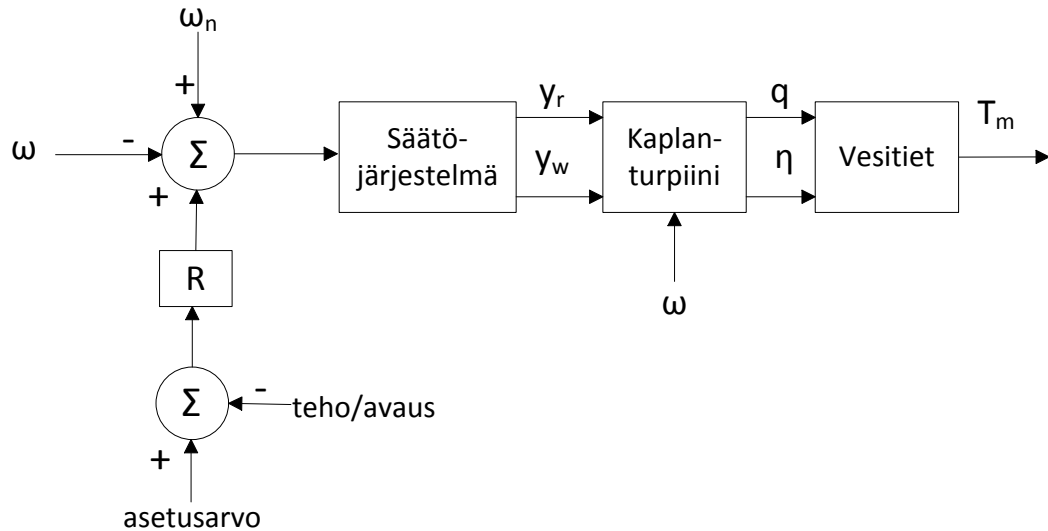
Voimalaitosten mallinnus tehtiin Simulink-ympäristössä, joka on integroitu MathWorksin MATLAB-ohjelmistoon. Valinnan taustalla on MATLAB:n tarjoamat mahdollisuudet mallin tehokkaaseen linearisointiin ja analysointiin.

Mallinnuksen lähtökohtana oli luoda mallit, joita voidaan soveltaa käytännön tarkasteluihin. Malliin tarvittavat voimalaitostiedot on voitava selvittää kohtuullisella työmäärällä. Tässä työssä malleja ei kuitenkaan ole käytetty minkään tietyn voimalaitoksen kuvaamiseen, vaan parametrit ovat esimerkkiarvoja kyseisen tyyppiselle voimalaitokselle.

Tavoitteena oli mallintaa laitokset siten, että malli kuvaa laitoksen käyttäytymistä saarekekäytössä riittävällä tarkkuudella voimajärjestelmän näkökulmasta. Mallien käyttötarkoitus on taajuussäädön suunnittelu, joten malli kuvaa ainoastaan turpiinin tuottaman pätötehon käyttäytymistä. Komponentit, jotka eivät oleellisesti vaikuta pätötehoon, on jätetty pois mallista. Näihin komponentteihin lukeutuvat esimerkiksi siirtojohdot ja generaattorin sähköinen malli.

5.2 Vesivoimalaitoksen malli

Työssä luotiin epälineaarinen malli saareketarkastelua varten, sillä saarekekäytössä epälineaarisen dynamiikan merkitys korostuu nopeuden ja tehon muutosten ollessa suuria. Näin ollen lineaarinen malli ei ole tässä tapauksessa riittävä [24]. Malli koostuu kuvan 5.1 mukaisesti säätöjärjestelmän, turpiinin ja vesiteiden malleista.



Kuva 5.1 Ylätason lohkokkaavio vesivoimalaitoksen mallista

Säätimen tulo on summa taajuusvirheestä $\omega_n - \omega$ ja statiikasta R . Mallissa on kaksi vaihtoehtoista statiikkaa: avaus- ja tehostatiikka. Turpiinimallin sisäänmenoja ovat johtopyörän avaus y_w , juoksupyörän siipikulma y_r ja pyörimisnopeus ω . Näiden perusteella lasketaan virtaama q ja hyötysuhde η . Turpiinin mekaaninen vääntömomentti T_m riippuu virtaamasta ja hyötysuhteesta ja muutostilassa myös vesitien ominaisuuksista. Mallin osat on kuvattu yksityiskohtaisesti seuraavissa alaluvuissa. Parametriluettelo ja vakioparametrien arvot on esitetty liitteessä 1.

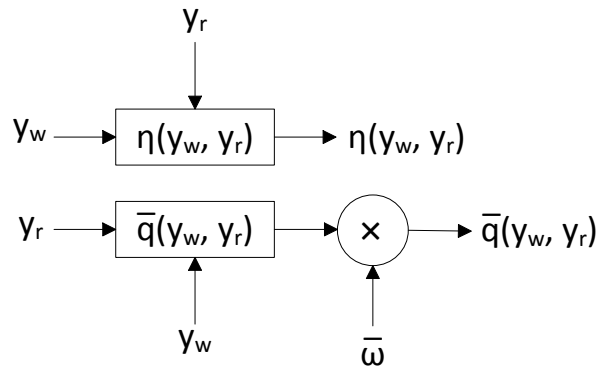
5.2.1 Kaplan-turpiini ja vesitie

Kaplan-turpiinin virtaama ja hyötysuhde riippuvat putouskorkeudesta, pyörimisnopeudesta, johtopyörän avauksesta ja juoksupyörän siipikulmasta. Hyötysuhde ilmoitetaan nimelliselle pyörimisnopeudelle ja ominaisputouskorkeudelle h_{char} . Koska tietoa ei yleensä ole saatavilla muille putouskorkeuksille tai pyörimisnopeuksille, hyötysuhde kuvataan kahden muuttujan, johtopyörän avauksen ja juoksupyörän siipikulman, funktiona. Myös virtaama ilmoitetaan avauksen ja siipikulman funktiona ominaisputouskorkeudelle. Virtaama jollakin toisella putouskorkeudella h on

$$q = q(y_w, y_r) \sqrt{\frac{h}{h_{char}}} \quad (20)$$

jossa $q(y_w, y_r)$ on ominaisputouskorkeudelle ilmoitettu virtaama. [39] Karkeasti arvioituna Kaplan-turpiinin virtaaman muutos on noin 1 %, kun pyörimisnopeuden muutos on 1 % [40]. Turpiini käyttäytyy siis epästabiilisti, sillä virtaaman kasvu johtaa myös tehon kasvuun, mikä edelleen pyrkii kiihdyttämään turpiinia. Yhteiskäytössä virtaaman riippuvuutta pyörimisnopeudesta ei yleensä huomioida, koska pyörimisnopeus

on likimain vakio, mutta saareketarkasteluissa sen merkitys kasvaa. Kaplan-turpiinin mallin lohkokaavio on esitetty kuvassa 5.2. Virtaama ja pyörimisnopeus on ilmaistu suhteellisarvoina.



Kuva 5.2 Kaplan-turpiinin lohkokaavio

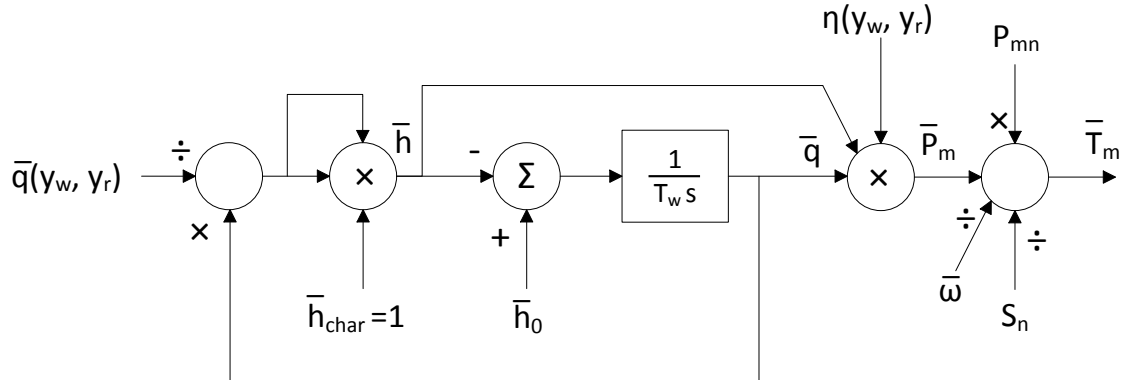
Virtaaman ja hyötysuhteen riippuvuus juoksupyörän siipikulmasta ja johtopyörän avauksesta on kuvattu mallissa hakutaulukoiden avulla. Taulukot sisältävät kolmiulotteisen avaruuden pisteitä, jotka ilmaisevat virtaaman tai hyötysuhteen arvon määrättylle avauksen ja siipikulman yhdistelmälle. Virtaaman tai hyötysuhteen arvo määritetään lineaarisella interpoloinnilla taulukon pisteiden avulla. Turpiinin ominaisuudet ovat konekohtaisia, joten taulukoiden informaatio kuvaa täsmällisesti vain tarkastelun kohteena ollutta turpiinia. Virtaaman absoluuttinen arvo riippuu käytettävissä olevasta putouskorkeudesta: voimalaitoksilla, joilla on matala putouskorkeus, tarvitaan suurempi virtaama saman tehon tuottamiseksi kuin voimalaitoksilla, joilla putouskorkeus on suurempi.

Kaplan-turpiinin dynamiikan kuvaaminen oli mallinnuksen haasteellisin osuus. Mallinnusvaiheessa arvioitiin myös vaihtoehtoa, jossa kuvattaisiin hakutaulukon avulla vääntömomentin riippuvuus johtopyörän avauksesta ja juoksupyörän siipikulmasta. Tämän vaihtoehdon ongelmaksi todettiin tarvittavien mallinnusparametrien saatavuus.

Vesivoimaturpiinin käyttäytyminen riippuu merkittävästi sitä syöttävän vesitien ominaisuuksista. Käyttäytymiseen vaikuttavat veden hitaus ja kokoonpuristuvuus sekä vesitien putkiseinämien elastisuus. Veden hitaudesta johtuen vesivoimalaitoksen tehovaste on aluksi vastakkaissuuntainen johtopyörän avauksen muutokselle. Kun johtopyörän avausta kasvatetaan tehon nostamiseksi, virtaama ei muutu välittömästi. Kuitenkin paine turpiinissa pienenee, minkä seurauksena myös turpiinin teho pienenee hetkellisesti, kunnes virtaama saavuttaa uuden tasapainotilan. [14]

Vesitien elastisuus aiheuttaa paine- ja virtausaaltoja, kun veden virtausnopeus muuttuu äkillisesti. Aaltojen nopeus on tyypillisesti luokkaa 1000–1200 m/s, ja suuresta nopeudesta johtuen niiden kuluaika muodostuu merkittäväksi vasta pitkissä vesiteissä

[24]. Suomalaisissa vesivoimalaitoksissa vesitiet ovat pääosin lyhyitä. Tässä työssä on siten perusteltua käyttää epäelastista vesitien mallia, jossa vesi oletetaan kokoonpuristumattomaksi ja putkiseinäjä jäykiksi. Vesitiemallin lohkokkaavio on esitetty kuvassa 5.3.



Kuva 5.3 Vesitien mallin lohkokkaavio

Seuraavassa käydään lyhyesti läpi mallin teoreettinen perusta. Kun kitkan vaikutus vesitiessä jätetään huomiotta ja oletus epäelastisuudesta on voimassa, virtaaman muutosnopeudelle pätee

$$\frac{dq}{dt} = (h_0 - h)g \frac{A}{L} \quad (21)$$

jossa

A = vesitien poikkileikkauksen pinta-ala

L = vesitien pituus

g = gravitaatiokiihtyvyys

h_0 = staattinen putouskorkeus

h = turpiinin kokema putouskorkeus

Staattisella putouskorkeudella tarkoitetaan korkeuseroa ylä- ja alavedenpinnan välillä. Valitaan putouskorkeuden perusarvoksi ominaisputouskorkeus h_{char} ja kirjoitetaan yhtälö suhteellisarvoina ilmaistuna muotoon

$$\frac{d\bar{q}}{dt} = \frac{h_0/h_{\text{char}} - h/h_{\text{char}}}{T_w} = \frac{\bar{h}_0 - \bar{h}}{T_w} \quad (22)$$

missä \bar{h}_0 on staattisen putouskorkeuden suhteellisarvo ja \bar{h} turpiinin kokema suhteellinen putouskorkeus. Putouskorkeus \bar{h} poikkeaa siis muutostilassa staattisesta putouskorkeudesta, ja se voidaan ratkaista yhtälöstä (20). Vesiainvakio T_w kuvaa veden hitauden vaikutusta turpiinin toimintaan. Sen yksikkö on sekunti ja se määritellään seuraavasti:

$$T_w = \frac{Lq_{\text{char}}}{Ah_{\text{char}}g} \quad (23)$$

Kaavassa q_{char} on turpiinin nimellinen virtaama. Veden todellinen kiihdytysaika riippuu vesivoimalan toimintapisteestä. Suurella kuormalla efektiivinen vesi aikavakio on suurempi kuin pienellä kuormalla. [34]

Ideaalisen turpiinin pätöteho on suoraan verrannollinen virtaamaan ja putouskorkeuteen. Todellisen turpiinin tapauksessa on huomioitava lisäksi hyötysuhde, joka riippuu avauksesta ja siipikulmasta. Turpiinin suhteelliseksi tehoksi saadaan

$$\bar{P}_m = \bar{h}\bar{q}\eta \quad (24)$$

Liiketyhtälön ratkaisua varten on tunnettava koneen kehittämä momentti suhteessa generaattorin nimellistehoon S_n . Mekaanisen vääntömomentin suhteellisarvoksi saadaan

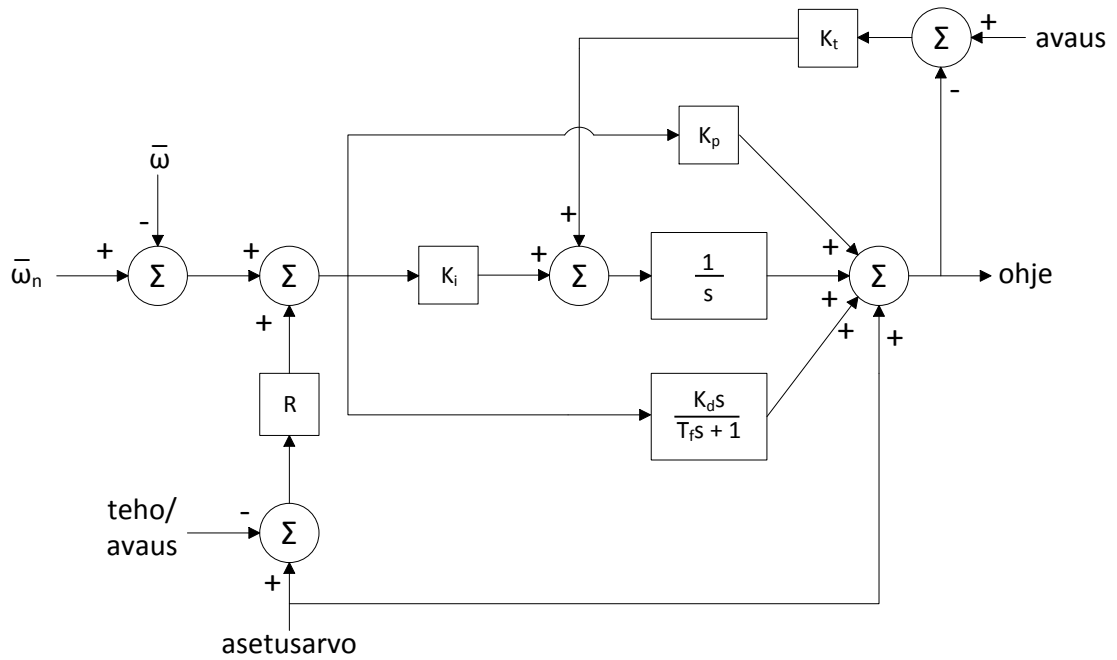
$$\bar{T}_m = \frac{1}{\bar{\omega}} \bar{h}\bar{q}\eta \frac{P_{mn}}{S_n} \quad (25)$$

jossa $\bar{\omega}$ on turpiinin pyörimisnopeus suhteellisarvona ja P_{mn} turpiinin nimellisteho [14; 34]

Mikäli samalla laitoksella on useita yksiköitä, joilla on osittain yhteinen vesitie, ne vaikuttavat toistensa toimintaan. Esimerkiksi yhden koneen alasajo johtaa hetkellisesti muiden koneiden virtaaman kasvuun [24]. Kun alas ajettavan koneen johtopyörä suljetaan, sen virtaama pienenee. Koska virtaama yhteisessä tunnelissa ei voi muuttua välittömästi, on muiden koneiden virtaaman vastaavasti kasvettava hetkellisesti ennen kuin virtaus asettuu uuteen tasapainotilaan. Tässä tarkastelussa oletetaan yksinkertaisuuden vuoksi, että tarkasteltavilla vesivoimalaitoksilla ei ole yhteisiä vesiteitä.

5.2.2 Säättöjärjestelmä

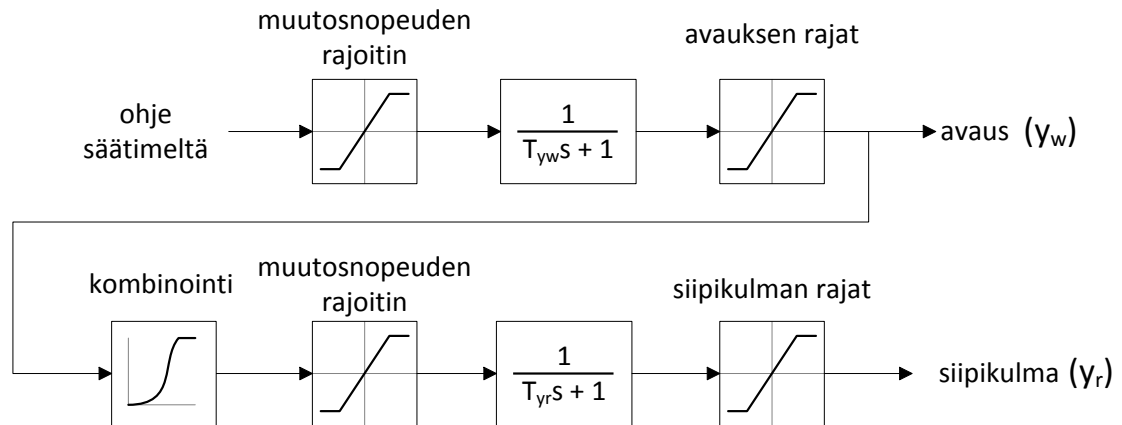
Vesivoimakoneen säättöjärjestelmä koostuu PID-säätimestä ja servojärjestelmästä. Kuva 5.4 esittää tässä työssä tarkasteltavan turpiinisäätäjän lohkokaaavion. PID-säätimen parametrit ovat proportionaalivahvistus K_p , integrointivahvistus K_i ja derivointivahvistus K_d sekä aikavakio T_f derivaatan suodatukselle. Lisäksi säätimessä on piiri, joka estää integraattorin kertymisen avauksen saturoituessa. Kun johtopyörän avaus on maksimissa, se ei enää reagoi ohjauksen kasvuun. Mikäli integraattorin kertymistä ei estetä, ohjaussignaali jatkaa kuitenkin kasvuaan ja saavuttaa arvoja, jotka ovat toiminta-alueen ulkopuolella. Kun avausta halutaan seuraavan kerran pienentää, ohjaussignaalin on palattava toiminta-alueelle ennen kuin säätö voi toimia halutulla tavalla. Estopiirin parametrina on vahvistus K_t . Säätimen parametri R ilmaisee koneen statiikka-asettelun. Statiikkahaaran takaisinkytkentään voidaan valita joko sähköteho tai johtopyörän avaus.



Kuva 5.4 Vesivoimalaitoksen turpiinisäätäjän lohkokaavio

Kaksoisohjatun turpiinin tapauksessa myös juoksupyörän siipikulma vaikuttaa turpiinin tuottamaan tehoon, mikä tekee mallista monimutkaisemman verrattuna kiinteällä siipikulmalla toimiviin turpiineihin. Kaplan-turpiinin siipikulman riippuvuus avauksesta eri putouskorkeuksilla kuvataan kombinoitikäyrästön avulla. Mallissa tämä informaatio on numeerisessa muodossa hakutaulukossa. Juoksupyörän kulman ohjearvo määritetään lineaarisella interpoloinnilla taulukossa kuvattujen pisteiden perusteella kuten virtaama ja hyötysuhdekin. [39] Yksinkertaisuuden vuoksi staattisen putouskorkeuden vaihtelua ei ole huomioitu tässä mallissa, vaan kombinointi on annettu pelkästään nimelliselle putouskorkeudelle kuten virtaama ja hyötysuhdekin. Kombinointi on turpiinikohtainen, ja sopiva kombinointi määritetään testein. Optimaalisella kombinoinnilla saavutetaan mahdollisimman hyvä hyötysuhde [26].

Johtopyörän ja juoksupyörän asentoa säätevien hydraulisten servojärjestelmien toiminta on epälineaarista ja siten haasteellista mallintaa. Tässä työssä servojärjestelmät kuvataan aikavakion ja aseman ja sen muutosnopeuden rajoituksien avulla. Servojärjestelmän lohkokaavio on esitetty kuvassa 5.5. Parametrit T_{yw} ja T_{yr} kuvaavat johtopyörän ja juoksupyörän servojärjestelmien aikavakioita. Aikavakio kuvaa järjestelmän hitautta ja se määritellään aikana, jossa askelvaste saavuttaa 63,2 % lopullisesta arvostaan. Heräte on säätimen tai kombinointilaitteen antama ohje, ja vaste avaus tai siipikulma.



Kuva 5.5 Servojärjestelmän lohkokaavio

Kuten aiemmin todettiin, avauksen ja siipikulman muutosnopeutta on rajoitettava. Avaukselle ja siipikulmalle on määriteltävä omat rajoittimensa, ja lisäksi sulkua ja avausnopeuden rajoittimet ovat keskenään erisuuret. Rajoitus ei myöskään aina ole vakio koko toiminta-alueella, vaan esimerkiksi johtorenkaan sulkunopeuden rajoitus on tyypillisesti portaittainen ja riippuu avauksen arvosta. Tämä on huomioitu mallissa siten, että parametrin arvo valitaan tarkasteltavan toimintapisteen mukaan. Tässä työssä rajoittimen ensimmäinen porraskäsite kattaa valtaosan tehoalueesta. Tiukemmat rajoitukset tulevat voimaan vasta tehon ollessa noin 10 % nimellisestä tai pienempi. Mallissa on kuvattu myös avauksen ja siipikulman minimi- ja maksimiasento. Servojärjestelmässä on myös mekaanisista komponenteista johtuen viiveitä ja kuolleita alueita, mutta näiden vaikutus järjestelmän kokonaisdynamiikkaan voidaan saareketarkastelussa olettaa pieneksi eikä niitä siksi ole mallinnettu.

5.3 Kaasuturpiinin malli

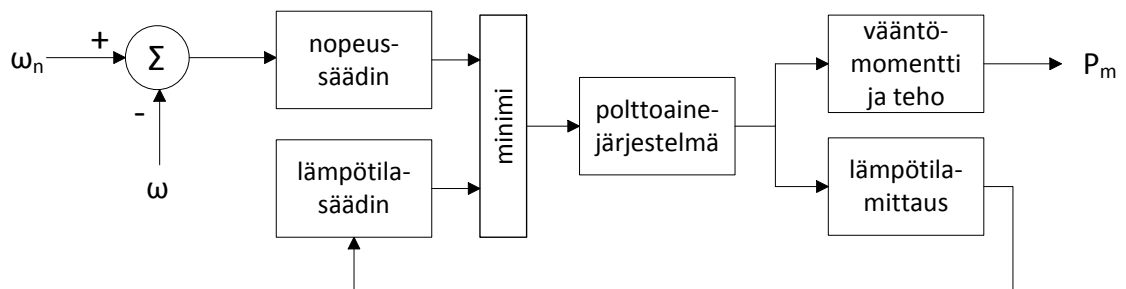
Yksittäisten säätimien tarkka mallinnus ei ole relevanttia verkkotarkasteluissa, sillä koneen sisäisiä prosesseja ohjaavien säätimien vaikutus verkon kannalta on pieni. Lisäksi tarvittavien tietojen hankkiminen on vaikeaa [28]. Tässä työssä käytetään W.I. Rowenin 1980-luvulla kehittämää yksinkertaistettua mallia, joka on yksi käytetyimmistä yleisistä kaasuturpiinin malleista. Tässä alaluvussa on tavoitteena luoda yleiskuva mallista. Mallin parametreina käytetään 172 MW:n teollisuuskaasuturpiinille nimellisessä toimipisteessä määritettyjä arvoja (Liite 2). Mallin tarkempi kuvaus ja parametrien johtaminen on esitetty lähteessä [29].

Koska malli on yksinkertaistus todellisesta kaasuturpiinista, sen käyttöön liittyy joitakin rajoituksia. Mallin tarkkuus on paras nimellisen toimintapisteen ympäristössä. Malli ei huomioi johtosiivekkeiden säätöä, mistä johtuen tarkkuus on huonompi tehoalueella, jolla säätö on käytössä. Niin ikään kiihtyvyyden säätöä ei ole mallinnettu. Myös parametrit on laskettu nimellisessä toimintapistessä olettaen ahtimen ja turpiinin hyötysuhteet vakioiksi. Mallissa oletetaan lisäksi kaasuturpiinin käyttäytyvän lineaarisesti

pyörimisnopeuden suhteen, mikä pätee vain rajoitetusti. Lineaarinen alue on 95–107 % nimellisnopeudesta. [29]

Kuvassa 5.6 näkyy Rowenin mallin ylätasen lohkokaavio, joka koostuu seuraavista osista:

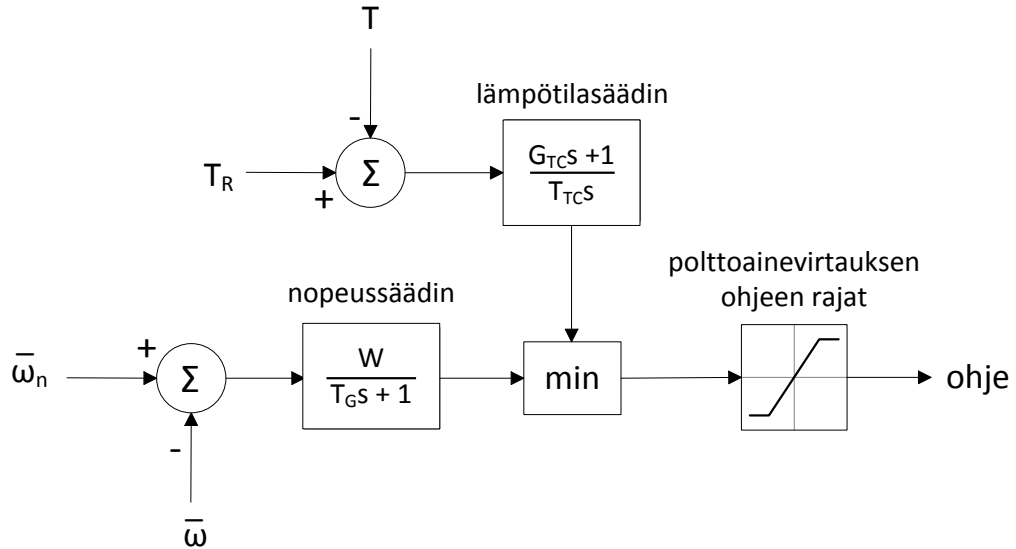
- pyörimisnopeussäädin ja lämpötilasäädin
- poistokaasujen lämpötila ja lämpötilamittaus
- polttoainejärjestelmä
- turpiinin vääntömomentti ja teho.



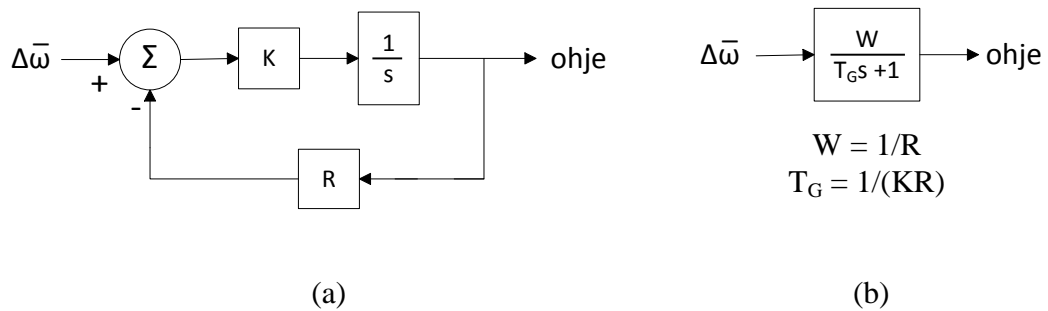
Kuva 5.6 Kaasuturpiinin mallin yleiskuva

Pyörimisnopeussäädin ja lämpötilasäädin muodostavat kumpikin säätösignaalin polttoaineen syötölle. Alimman arvon valitsin valitsee kullakin hetkellä näistä pienemmän. Säätöjärjestelmän lohkokaavio on esitetty kuvassa 5.7. Kaaviossa ω on mitattu taajuus, ω_n taajuuden nimellisarvo ja P_m kaasuturpiinin teho. Pyörimisnopeussäädin kuvataan vahvistuksen W ja aikavakion T_G avulla. Statiikka on vahvistuksen käänteisarvo. Asiaa havainnollistaa kuva 5.8. Nopeussäätimen alkuperäinen lohkokaavio on a-kuvan mukainen: säädin koostuu vahvistuksesta K ja integraattorista sekä takaisinkytkentähaaran statiikasta. Kuva 5.8b on redusoitu lohkokaavio, jonka parametrit määritellään a-kuvan parametrien perusteella.

Lämpötilasäätimen parametrit ovat yksikötön kerroin G_{TC} ja integrointivakio T_{TC} Celsius-asteissa. Muuttuja T on poistokaasujen mitattu lämpötila ja vakio T_R niiden nimellislämpötila. Säädinten parametrit on valittu teollisuuskaasuturpiinien dynaamisissa malleissa tyypillisesti käytettyjen arvojen perusteella. Mallissa on lisäksi saturoitumisrajat säätimen tuottamalle ohjeelle. Maksimiohjetta ei saavuteta normaalin toiminnan aikana, vaan se toimii varmistuksena lämpötilan säädölle. Minimiohje on negatiivinen, mikä kuvaa kaasuturpiinin kykyä absorboida tehotransientteja. Sen arvo riippuu alimmasta mahdollisesta polttoainevirtauksesta, jolla polttokammion palamisreaktio pysyy käynnissä.

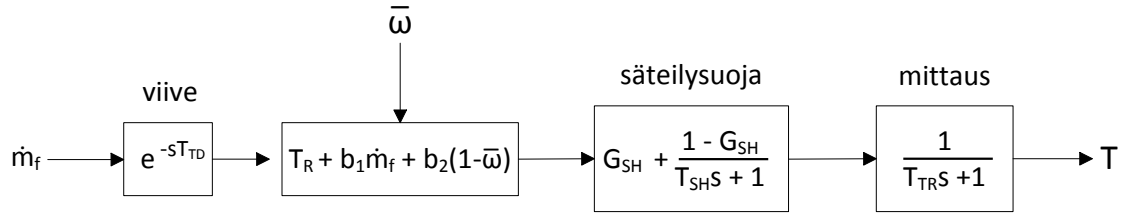


Kuva 5.7 Kaasuturpiinin nopeus- ja lämpötilasäätimet



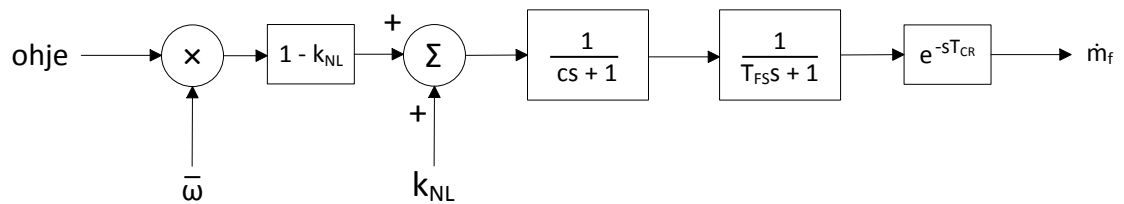
Kuva 5.8 Kaasuturpiinin nopeussäätimen lohkokaavion redusointi

Lämpötilan säätö edellyttää poistokaasujen lämpötilan mittausta, jota varten tarvitaan lämpösähköpari ja säteilysuoja. Säteilysuoja on voimakkaasti heijastava metallikilpi lämpösähköparin ympärillä, jonka tarkoitus on heijastaa pois turpiinin itsensä lähettämää lämpösäteilyä, jotta se ei aiheuttaisi mittausvirhettä. Lämpötilamittauksen lohkokaavio on esitetty kuvassa 5.9. Mitattava suure, poistokaasujen lämpötila, on riippuvainen polttoainevirtauksesta ja pyörimisnopeudesta. Riippuvuutta polttoaineen massavirrasta \dot{m}_f kuvataan kertoimella b_1 , jonka arvo voidaan laskea lähteessä [29] esitetyn mukaisesti. Riippuvuutta pyörimisnopeudesta puolestaan mallinnetaan kertoimella b_2 . Käytännössä turpiinin suunnittelun reunaehdoista seuraa, että sen vaihteluväli on varsin pieni. Kertoimen arvo on valittu tältä vaihteluväliltä, koska sen laskennallinen määrittäminen on erittäin hankalaa. Säteilysuojan parametrit ovat yksikötön luku G_{SH} ja aikavakio T_{SH} , joiden suuruudet voidaan arvioida suojan mittojen, ominaislämpökapasiteetin ja lämmönjohtavuuden perusteella. Lämpösähköparin aikavakio T_{TR} on valmistajan ilmoittama tieto. Lämpötilan mittauksessa on huomioitu myös pieni viive T_{TD} , joka syntyy siitä, että palamisprosessin jälkeen kaasun on ensin siirryttävä mittauspisteeseen.



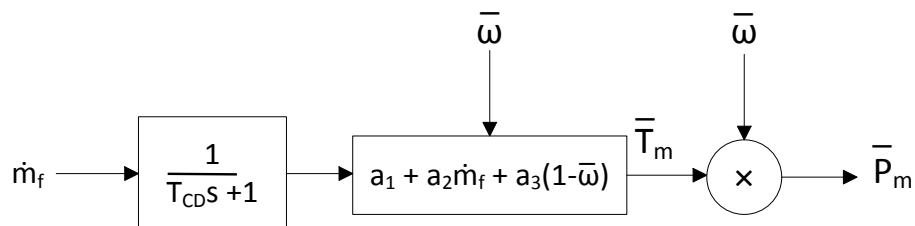
Kuva 5.9 Kaasuturpiinin poistokaasujen lämpötila ja sen mittaus

Polttoaineen syöttöjärjestelmän lohkokaavio on esitetty kuvassa 5.10. Kaasuturpiini kuluttaa melko paljon polttoainetta myös tyhjäkäynnillä, mikä on huomioitu Rowenin mallissa tyhjäkäyntikulutusta kuvaavalla parametrilla k_{NL} . Polttoaineventtiilin asentoa säättävien toimilaitteiden hitautta kuvaa vakio c . Rowenin mallissa oletetaan toimilaitteiden ja venttiilien toimivan lineaarisesti, eli polttoainevirtaus seuraa lineaarisesti ohjetta. Polttoaineen virtauksen muutos putkistossa ei kuitenkaan ole välitön, ja sen hitautta kuvaa aikavakio T_{FS} . Myös polttoaineen syötön ja lämmön vapautumisen välillä on pieni viive, jota kutsutaan palamisreaktion viiveeksi T_{CR} .



Kuva 5.10 Polttoaineen syöttöjärjestelmän lohkokaavio

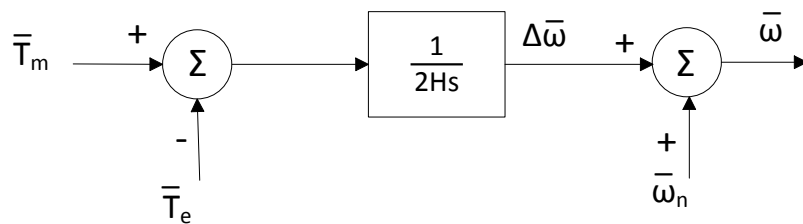
Kaasuturpiinin kehittämää vääntömomenttia kuvataan samaan tapaan kertoimien avulla kuin poistokaasujen lämpötilaakin. Lohkokaavio on esitetty kuvassa 5.11. Vääntömomentin riippuvuutta polttoainevirtauksesta kuvaa kerroin a_2 ja pyörimisnopeudesta kerroin a_3 . Kerroin a_2 voidaan määrittää laskennallisesti, ja kertoimen a_3 arvo on valittu turpiinin suunnittelun reunaehtojen rajaamalta pieneltä vaihteluväliltä. Momentin yhtälössä on lisäksi vakio a_1 , joka voidaan niin ikään määrittää laskemalla. Vääntömomentin mallissa huomioidaan lisäksi ahtimen toimintaan liittyvä aikavakio T_{CD} . Teho ja momentti on ilmaistu suhteessa turpiinin nimellistehoon.



Kuva 5.11 Kaasuturpiinin vääntömomentin ja mekaanisen tehon lohkokaavio

5.4 Generaattorin ja kuorman malli

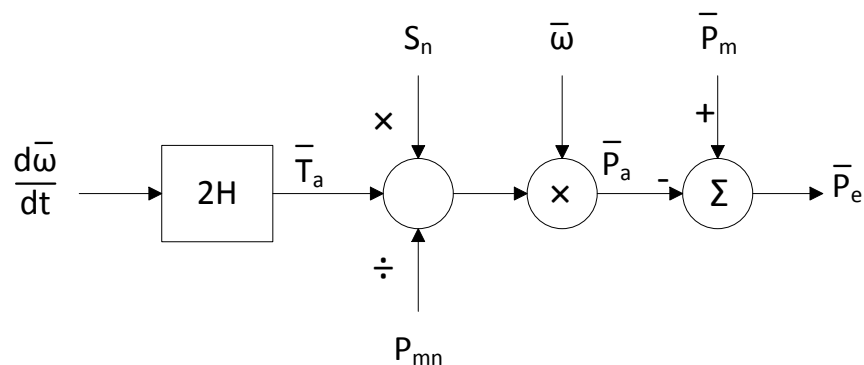
Työssä tutkitaan turpiinisäätäjien toimintaa ja saarekkeen taajuuden käyttäytymistä. Tästä näkökulmasta määräävä tekijä on voimakoneen tuottaman mekaanisen tehon käyttäytyminen. Generaattori kuvataan sen inertian avulla ja sähköiset ja magneettiset ilmiöt voidaan perustellusti jättää tarkastelun ulkopuolelle. Luvussa 2.1 esitelty liikeyhtälö (1) kuvaa mekaanisen ja sähköisen momentin epätasapainon aiheuttamaa taajuuden muutosta. Se on esitetty lohkokaaviomuodossa kuvassa 5.12. Vääntömomenttien arvot tulee ilmaista suhteessa generaattorin nimellistehoon.



Kuva 5.12 Liikeyhtälön lohkokaavioesitys

Kuorman taajuusriippuvuus edesauttaa taajuuden säätöä luvussa 2.1 esitettyjen periaatteiden mukaisesti. Kuorma vaikuttaa jonkin verran myös järjestelmän inertiaan, koska suoraan verkkoon kytketyt moottorit kasvattavat järjestelmän hitausmomenttia kuten tahtigeneraattoritkin. Toisaalta yhä suurempaa osaa moottoreista syötetään taajuusmuuttajan kautta, jolloin moottorin pyörimisenergia on erotettu verkosta eikä se näin ollen vaikuta suoraan järjestelmän inertiaan [41]. Tässä työssä tarkastellaan konservatiivista tilannetta eli oletetaan kuorman hitausmomentti ja taajuusriippuvuus merkityksettömiksi.

Koska voimalaitosmalleihin ei sisälly generaattorin sähköistä mallia, vesivoimalaitoksen turpiinisäätäjässä tehostatiikan tapauksessa käytettävä sähköteho muodostetaan turpiinin mekaanisen tehon ja generaattorin inertiaavasteen avulla. Kuva 5.13 havainnollistaa sähkötehon mallintamista lohkokaaviomuodossa.



Kuva 5.13 Lohkokaavio sähkötehon muodostamisesta

Generaattoria kiihdyttävä momentti \bar{T}_a voidaan laskea liikeyhtälöstä, kun taajuuden muutosnopeus tunnetaan. Kiihdyttävä momentti on ilmaistu suhteessa generaattorin näennäistehon nimellisarvoon, joten se on skaalattava turpiinin nimellistehoon. Turpiinin mekaaninen teho on generaattorin tuottaman sähkötehon sekä generaattoria kiihdyttävän tai jarruttavan tehon summa.

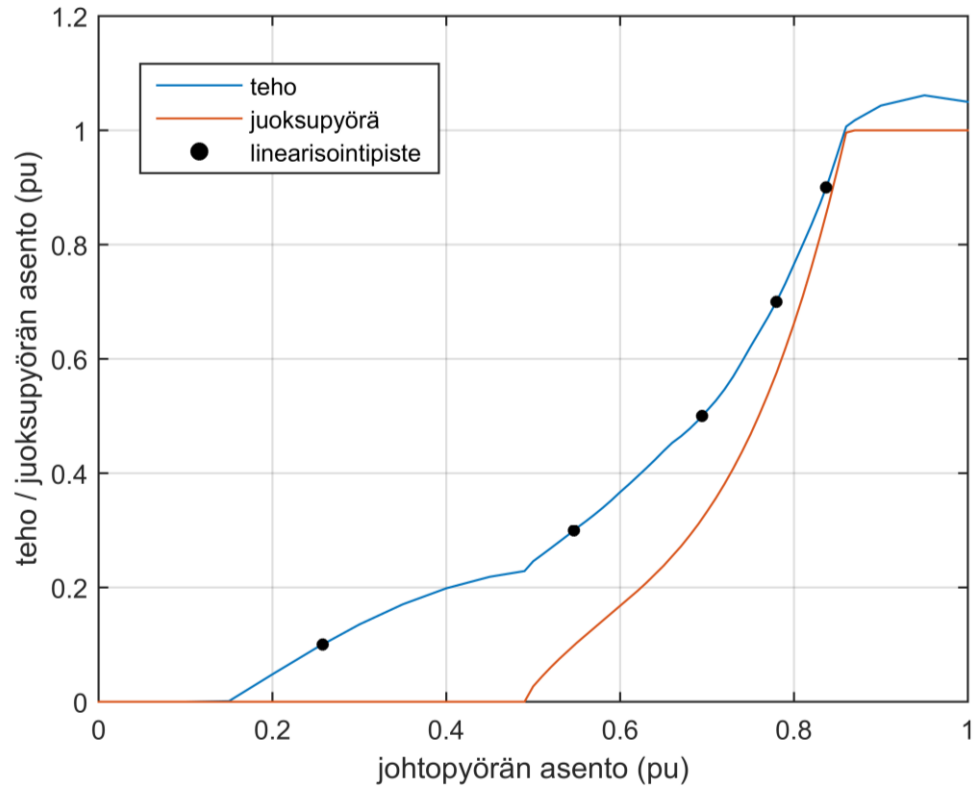
6. VESIVOIMALAITOSTEN DYNAMIIKKA JA SÄÄTÖPARAMETRIT

Tässä luvussa määritetään robustit viritykset vesivoimalaitokselle ja esitellään keskeiset piirteet sen dynamiikasta luvussa 5 esitellyn mallin avulla. Dynamiikkatarkastelut tehdään saareketilanteessa, jossa tarkasteltava voimalaitos syöttää vakiotehoista kuormaa. Saarekkeen inertia koostuu vain voimalaitoksen omasta inertiasta.

6.1 Vesivoimalaitoksen mallin linearisointi

Vesivoimalaitoksen epälineaarisen dynamiikan kuvaamiseksi stabiiliustarkastelut suoritetaan viidessä eri toimintapisteessä, jotka on merkitty kuvaan 6.1. Toimintapisteet on valittu laajalta toiminta-alueelta, jotta tarkastelu kattaisi sekä kevyesti että raskaasti kuormitetun vesivoimakoneen. Tarkemmat tiedot toimintapisteistä on koottu taulukkoon 6.1. Kuvassa 6.1 on esitetty myös turpiinin pätötehon ja juoksupyörän siipikulman riippuvuus johtopyörän avauksesta. Kuvasta nähdään, että turpiini alkaa tuottaa tehoa, kun johtopyörän avaus on noin 15 %. Juoksupyörän kulma alkaa muuttua avauksen ollessa noin 50 %, jolloin teho on hieman yli 20 %. Ensimmäinen linearisointipiste on alueella, jolla juoksupyörän ohjaus ei ole aktiivinen. Juoksupyörän ohjausalueen alkaminen ja loppuminen havaitaan tehokäyrällä selkeinä kulmakertoimen muutoksina. Tehoalueella 50–100 % käyrä jyrkkenee tehon kasvaessa eli tehon muutos suhteessa johtopyörän asennon muutokseen kasvaa.

Malli linearisoidaan MATLAB:n *Simulink Control Design* -työkalua hyödyntäen. Työkalulla voidaan muodostaa siirtofunktioita suoraan Simulink-mallin perusteella. Ohjelma linearisoi mallin lohko kerrallaan ja muodostaa tuloksista koko järjestelmän lineaarisen mallin [42]. Linearisoinnissa järjestelmä katsotaan SISO-järjestelmäksi (*Single-Input Single-Output*), jonka sisäänmeno on taajuuden asetusarvo ja ulostulo taajuuden oloarvo. Tehon tai avauksen asetusarvo oletetaan vakioksi. Vesivoimalaitoksen mallissa on sisäkkäisiä silmukoita statiikkahaarasta ja taajuusriippuvuuksista johtuen. Avoimessa järjestelmässä vain uloin silmukka eli taajuuden takaisinkytkentä säätimeen on avattu.



Kuva 6.1 Vesivoimalaitoksen tehon ja juoksupyörän asennon riippuvuus johtopyörän asennosta sekä linearisointipisteet

Taulukko 6.1 Tarkasteltavat toimintapisteet

Toimintapiste	Teho (pu)	Johtopyörän asento (pu)	Juoksupyörän asento (pu)	Virtaama (pu)
1	0,10	0,26	0	0,25
2	0,30	0,55	0,10	0,36
3	0,50	0,69	0,32	0,56
4	0,70	0,78	0,58	0,78
5	0,90	0,84	0,85	1,02

Turpiinisääätäjässä käytetään avausstatiikkaa, ellei toisin mainita. Takaisinkytkentä tehdään tällöin johtopyörän avauksesta. Stabiiliutta analysoidaan linearisoiduilla malleilla kunkin toimintapisteen ympäristössä, mutta suorituskkyä arvioidaan aikatazon simulointien perusteella. Suorituskyvyn maksimin arvioinnissa vesivoimalan toimintapiste muuttuu merkittävästi. Kun toimintapiste siirtyy kauas linearisointipisteestä, lineaarisen mallin tarkkuus huononee ja tulokset voivat olla epätarkkoja tai virheellisiä.

6.2 Virityspaniaate

Työn tavoitteena on määrittää turpiinisäätiäjälle parametrijoukko, jolla voimalaitos on robusti ja riittävän suorituskykyinen laajalla toiminta-alueella. Tästä parametrijoukosta valitaan sopivin viritys. Valinta riippuu siitä, millä kriteereillä eri virityksiä arviotetaan toisiinsa nähden.

Stabiiliuden robustiutta arvioidaan stabiiliusvaran sekä vaihe- ja vahvistusvaran perusteella. Järjestelmän katsotaan olevan tarpeeksi robusti, jos stabiiliusvara on vähintään 0,5. Lisäksi vaaditaan, että vaihevara on vähintään 30° ja vahvistusvara vähintään 6 dB sekä ylöspäin että alaspäin. Edellä mainitut ehdot täyttäviä virityksiä vertaillaan stabiiliusvaran avulla, sillä robustiuden kuvaaminen yhdellä tunnusluvulla yksinkertaistaa vertailua. Vaihe- ja vahvistusvaran perusteella vertaaminen on monimutkaisempaa, koska tunnuslukuja on kaksi. Tällöin pitäisi esimerkiksi määrittellä, kumpi virityksistä on parempi, jos ensimmäisellä on suurempi vahvistusvara mutta toisella suurempi vaihevara.

Luvussa 2.3 kuvatut yhteiskäyttöverkon reservivoimalaitoksia koskevat tekniset vaatimukset eivät ole relevantteja saareketarkastelussa, joka on hyvin poikkeuksellinen käyttötilanne. Saarekkeessa taajuuden muutokset ovat suurempia kuin yhteiskäytössä, koska järjestelmä on huomattavasti pienempi. Suurin sallittu taajuuden vaihteluväli määräytyy suojausasetteluiden perusteella: rajojen ylittyessä esimerkiksi voimalaitoksia saattaa kytkeytyä irti verkosta suojaustoimintojen seurauksena.

Sallitun taajuusalueen lisäksi on määriteltävä, missä olosuhteissa rajojen sisällä on pysyttävä. Normaalisissa käyttötilanteissa varaudutaan $N - 1$ -periaatteen mukaisesti esimerkiksi suurimman voimalaitoksen verkosta irtoamiseen. Sen sijaan pienessä saarekkeessa yhden voimalaitoksen osuus koko saarekkeen tuotannosta voi olla niin merkittävä, että sen irtoaminen verkosta johtaa väistämättä taajuusstabiiliuden menettämiseen ja saarekkeen romahtamiseen. Saarekkeen muodostuksessa olennaista on, että saarekkeeseen voidaan kytkeä kuormaa riittävän suurissa portaissa. Taajuussäädön on oltava vähintään niin suorituskykyinen, että kuorman kytkentä ei johda taajuusrajan alitukseen. Saarekkeessa olevien generaattoreiden lukumäärä ja ajotapa vaikuttavat suorituskykyyn, koska ne määräävät saarekkeen kokonaissäätökapasiteetin ja inertian.

Säädön nopeudelle ei ole asetettu kriteerejä tässä tarkastelussa. Nopeudella on kuitenkin merkitystä, sillä se vaikuttaa siihen, kuinka nopeasti saarekettä voidaan laajentaa. Yhteiskunnan toiminnalle on eduksi, jos sähköt saadaan palautettua mahdollisimman nopeasti mahdollisimman laajalle alueelle. Tästä syystä huomioidaan myös, että säätö ei voi olla epärealistisen hidas. Säädön nopeutta arvioidaan asettumisajalla, jolla tässä työssä tarkoitetaan aikaa, jonka kuluessa taajuus asettuu 0,1 Hz:n sisään pysyvän tilan arvosta.

6.3 Robustit viritykset esimerkkilaitoksille

Oletetaan, että saarekkeen muodostamisessa on käytettävissä kolme vesivoimalaitosta, joiden vesiaikavakiot ja hitausvakiot ovat taulukon 6.2 mukaiset. Suurin hitausvakio on Vesivoimalaitoksella 3, eli sen turpiinilla ja generaattorilla on suurin liike-energia. Vesivoimalaitoksen 3 vesiaikavakio on pienin, eli vesimassa kiihtyy nopeammin kuin muissa laitoksissa. Hitain vesitie ja pienin liike-energia ovat Vesivoimalaitoksella 2. Servojärjestelmän parametrit sekä kombinoitua, virtaamaa ja hyötysuhdetta kuvaavat hakutaulukot ovat samat kaikilla laitoksilla (Liite 1). Viritettävät säätöparametrit ovat proportionaalivahvistus K_p , integrointivahvistus K_i ja derivointivahvistus K_d . Derivaatan suodatuksen aikavakio T_f on 0,16 s ja turpiinisäätäjän statiikka 7 %. Integraattorin kertymisen estopiirin vahvistus K_i riippuu muista säätöparametreista ja lasketaan kaavalla $\sqrt{K_i K_d}$ [11, s. 230–231]. Statiikaksi valittiin avausstatiikka, eli statiikkahaaran takaisinkytkentä tehdään johtopyörän avauksesta.

Taulukko 6.2 Vesivoimalaitosten parametrit

	Vesivoimalaitos 1	Vesivoimalaitos 2	Vesivoimalaitos 3
Vesiaikavakio (s)	1,75	1,80	1,50
Hitausvakio (s)	2,50	2,00	3,00
Suhdeluku $2H/T_w$	2,86	2,22	4,00

Hitausvakion ja vesiaikavakion suhteesta voidaan arvioida karkeasti voimalaitoksen taajuussäädön stabiiliutta. Suuri hitausvakio on eduksi taajuusstabiiliudelle, koska se hidastaa taajuuden muutoksia. Vesiaikavakion tulisi mielellään olla pieni. Vesiteiden hitaus hidastaa tehonsäätöä, koska tehon muuttamiseksi tarvittava virtaaman muutos hidastuu, kun vesimassan kiihdyttämiseen tarvittava aika kasvaa. Taajuusstabiiliuden säilyttämiseksi järjestelmän inertian tulee olla riittävän suuri suhteessa vesiteiden hitauteen.

Tarkastellaan tarkemmin Vesivoimalaitoksen 1 turpiinisäätäjän virittämistä ja dynamiikkaa. Säätöparametreja varioitiin taulukon 6.3 mukaisesti ja avoimen järjestelmän siirtofunktio muodostettiin jokaisella parametrikombinaatiolla. Siirtofunktioista laskettiin suljetun järjestelmän vaihe-, vahvistus- ja stabiiliusvara. Parametrijoukosta poimittiin viritysperiaatteen mukaiset robustit viritykset eri toimintapisteissä. Tästä joukosta valittiin edelleen ne viritykset, joilla toimintapisteet 1–4 ovat robusteja. Tällaisia virityksiä löytyi seitsemän kappaletta, ja robusti alue on hyvin kapea eli liikkumavaraa parametrien suhteen ei juuri ole. Toimintapiste 5 ei ole robusti millään parametrien yhdistelmällä, mutta em. virityksillä se on kuitenkin stabiili.

Taulukko 6.3 Säästöparametrien tarkastelualueet

Parametri	Minimiarvo	Maksimiarvo	Askel
K_p	0,25	2,0	0,05
K_i	0,01	0,1	0,01
K_d	0	0,4	0,05

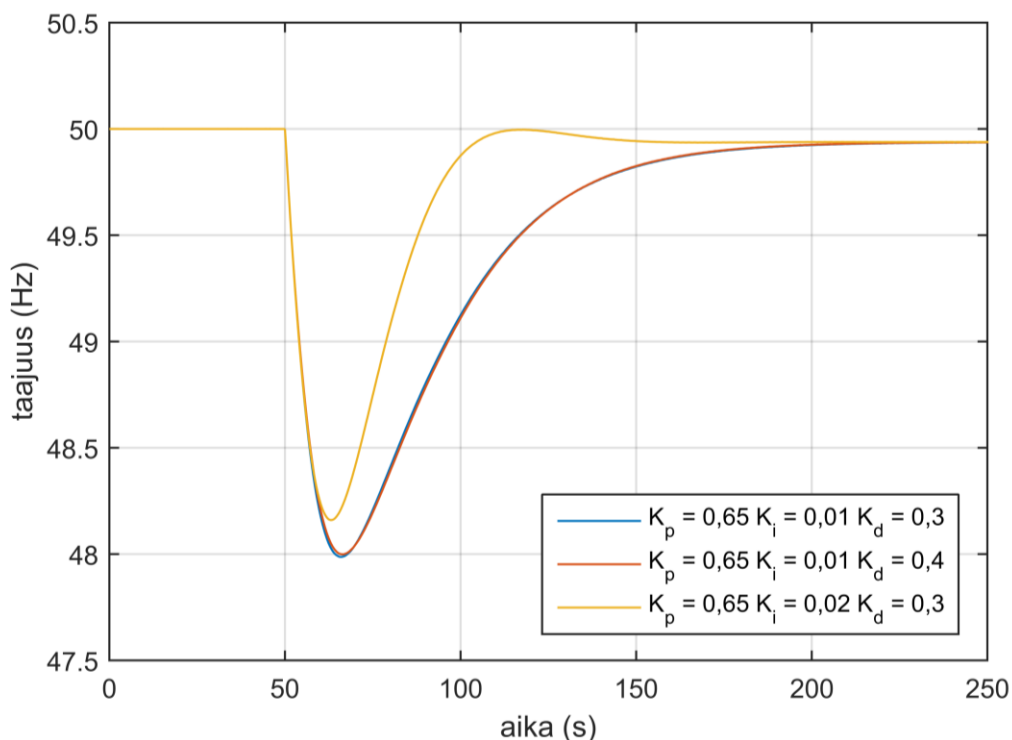
Taulukko 6.4 sisältää esimerkkejä robusteista parametrikombinaatioista, niitä vastaavat stabiiliusvarat kaikissa toimintapisteissä sekä stabiiliusvaran keskiarvon. Tulosten perusteella vesivoimalaitos on robustein toimiessaan pienillä tehoilla, ja tehon noustessa stabiiliusvara pienenee. Toimintapisteessä 4 stabiiliusvara on vain hieman vaaditun arvon 0,5 yläpuolella, ja toimintapisteessä 5 se on enää noin 0,3. Havainto on linjassa aiempien tutkimusten kanssa, joissa havaittiin, että tehon nosto 75 %:sta 100 %:iin nimellisestä pienentää selvästi stabiilia aluetta [4; 9].

Robusteimman virityksen valitseminen stabiiliusvaran perusteella ei ole yksikäsitteistä: toimintapisteessä 2 suurin vara saavutetaan eri säästöparametreilla kuin toimintapisteessä 3 tai 4. Tästä johtuen viritysten vertailua varten laskettiin lisäksi stabiiliusvaran keskiarvo. Robusteimmaksi viritykseksi katsotaan se viritys, jolla saavutetaan suurin keskimääräinen stabiiliusvara. Kyseinen viritys on korostettu taulukossa vihreällä värillä. Eri viritysten väliset erot ovat kuitenkin kohtuullisen pieniä, koska robustiudelle asetetut vaatimukset rajaavat mahdolliset säästöparametrit hyvin kapealle alueelle.

Taulukko 6.4 Stabiiliusvaran arvo ja keskiarvo eri toimintapisteissä yksittäiselle vesivoimalaitokselle robusteilla säästöparametreilla

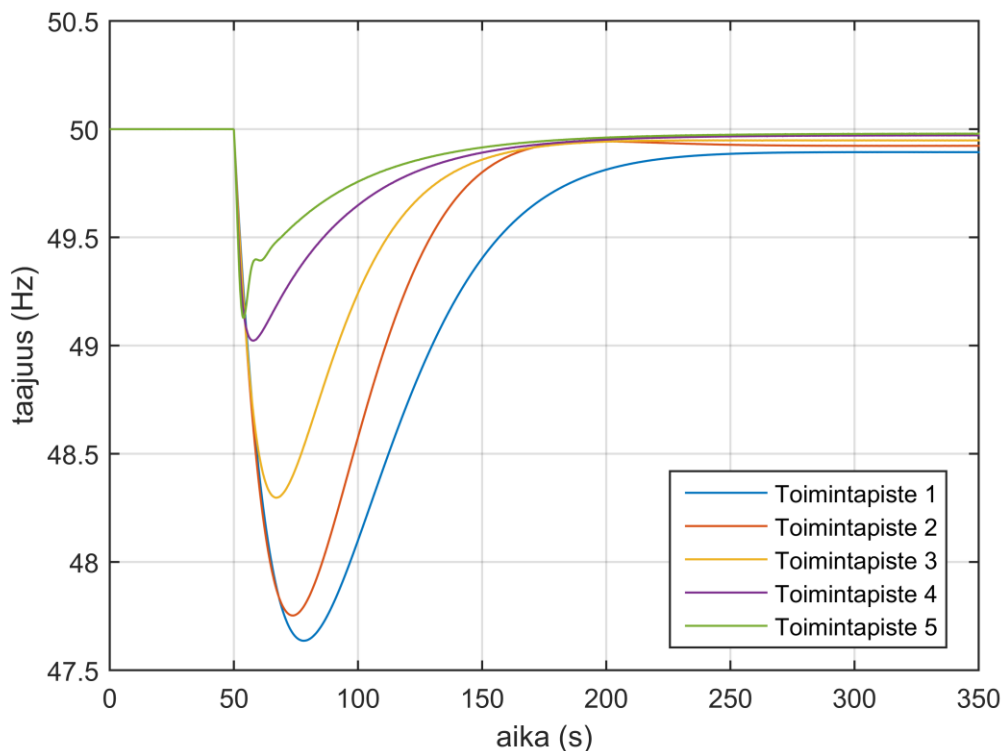
Parametri			Stabiiliusvara toimintapisteissä 1-5					Stabiiliusvaran keskiarvo
K_p	K_i	K_d	1	2	3	4	5	
0,65	0,01	0,3	0,99	0,90	0,77	0,51	0,28	0,690
0,65	0,01	0,4	0,99	0,88	0,79	0,52	0,29	0,692
0,65	0,02	0,3	0,99	0,82	0,66	0,51	0,29	0,649

Kuva 6.2 havainnollistaa taulukon 6.4 viritysten välisiä eroja suorituskäytössä. Punainen ja sininen taajuuskuvaaja kulkevat lähes päällekkäin, eli derivointivahvistuksen vaikutus suorituskäytöön on käytännössä merkityksetön. Keltaisen kuvaajan tapauksessa integrointivahvistus on suurempi, mikä parantaa taajuussäädön suorituskäytöä. Taajuuden asettumisaika lyhenee ja myös taajuuskuopan syvyys pienenee hieman. Eri viritysten suorituskäytöä ja stabiiliusvaraa vertailemalla havaitaan, että suorituskäytöisimmällä virityksellä stabiiliusvara on keskimäärin pienin. Suorituskäytön ja robustiuden samanaikainen maksimointi ei siis ole mahdollista.



Kuva 6.2 Taajuus eri säätöparametreilla toimintapisteessä 3, kun kuorma muuttuu askelmaisesti hetkellä 50 s. Muutoksen suuruus on 3 % laitoksen nimellistehosta.

Toimintapisteiden välillä on merkittäviä eroja stabiiliuden lisäksi myös suorituskyvyn suhteen. Kuva 6.3 esittää järjestelmän taajuuden vasteen askelmaiseen kuorman muutokseen, jonka suuruus on 2,5 % turpiinin nimellistehosta. Kuvan tilanteessa turpiinisäätäjään on aseteltu edellä vihreällä korostetut robusteimmat säätöparametrit. Tehomuutoksesta seuraava taajuuskuoppa on sitä syvämpi, mitä pienemmällä teholla voimalaitos toimii. Suorituskyvyn osalta tilanne on näin ollen haastavin pienillä tehoilla, joilla puolestaan stabiiliusvara on suurin. Tällä turpiinisäätäjän virityksellä ja kuormaportaalla taajuusminimi toimintapisteessä 1 on noin 47,7 Hz ja asettumisaika noin 150 sekuntia eli 2,5 minuuttia. Esimerkiksi toimintapisteessä 4 taajuusminimi on noin 49,0 Hz ja asettumisaika 1,5 minuuttia. Ero on siis huomattava.



Kuva 6.3 Taajuus toimintapisteissä 1-5, kun kuorma muuttuu askelmaisesti hetkellä 50 s. Muutos on sama kaikissa toimintapisteissä, ja sen suuruus on 2,5 % nimellistehosta.

Kuvan 6.1 (s. 39) tehokäyrä havainnollistaa syytä toimintapisteiden välisiin eroihin suorituskäyvissä. Pienillä tehoilla samansuuruinen tehon lisäys vaatii suurempaa muutosta johto- ja/tai juoksupyörän asennossa kuin suurilla tehoilla. Koska säätöparametrit ovat samat kaikissa toimintapisteissä, pienillä tehoilla muutokseen kuluva aika on pidempi. Tällöin jarruttavan momentin vaikutus on pitkäkestoisempi ja taajuuspoikkeama kasvaa suuremmaksi. Suurilla tehoilla on huomioitava, että säädön suorituskäyvyn sijaan rajoittavaksi tekijäksi voi muodostua ylössäätkapasiteetin loppuminen.

Vesivoimalaitoksille 2 ja 3 määritettiin robusteimmat säätöparametrit samalla menetelmällä kuin Vesivoimalaitokselle 1. Parametrien arvot sekä keskimääräiset stabiiliusvarat (S_m) on koottu taulukkoon 6.5. Säätöparametrien arvot ovat hyvin samanlaiset laitoksesta riippumatta, mutta robustiudessa on eroja laitosten välillä. Vesivoimalaitos 2 on haasteellisin laitos stabiiliuden kannalta: vain toimintapisteet 1-3 voidaan virittää robusteiksi. Toimintapisteet 4 ja 5 ovat tässäkin tapauksessa kuitenkin stabiileja. Vesivoimalaitos 3 on robusti toimintapisteissä 1-4 ja stabiili pisteessä 5. Laitokselle löytyi myös joitakin virityksiä, joilla toimintapiste 5 olisi robusti, mutta näillä parametreilla robustius ei puolestaan toteudu toimintapisteessä 3.

Taulukko 6.5 Vesivoimalaitosten 1-3 robusteimmat säätöparametrit ja niitä vastaava keskimääräinen stabiiliusvara (S_m)

	K_p	K_i	K_d	keskim. S_m
Vesivoimalaitos 1	0,65	0,01	0,40	0,69
Vesivoimalaitos 2	0,65	0,01	0,35	0,63
Vesivoimalaitos 3	0,70	0,01	0,40	0,74

Kuten edellä mainittiin, hitausvakion ja vesiaikavakion suhde antaa viitteitä vesivoimalaitoksen taajuussäädön stabiiliudesta. Saarekekäytössä suhteen $2H/T_w$ tulisi olla vähintään 3, mielellään 4–6 [43]. Suositus perustuu kokemuseräiseen tietoon. Vesivoimalaitoksella 2 suhdeluku on vain 2,2, ja se osoittautui odotetusti haasteellisimmaksi stabiiliuden kannalta. Vesivoimalaitoksella 3, jolla suhdeluku on laitoksista suurin, myös robustiutta kuvaavat marginaalit ovat suurimmat.

6.4 Vesivoimalaitoksen dynamiikan keskeiset piirteet

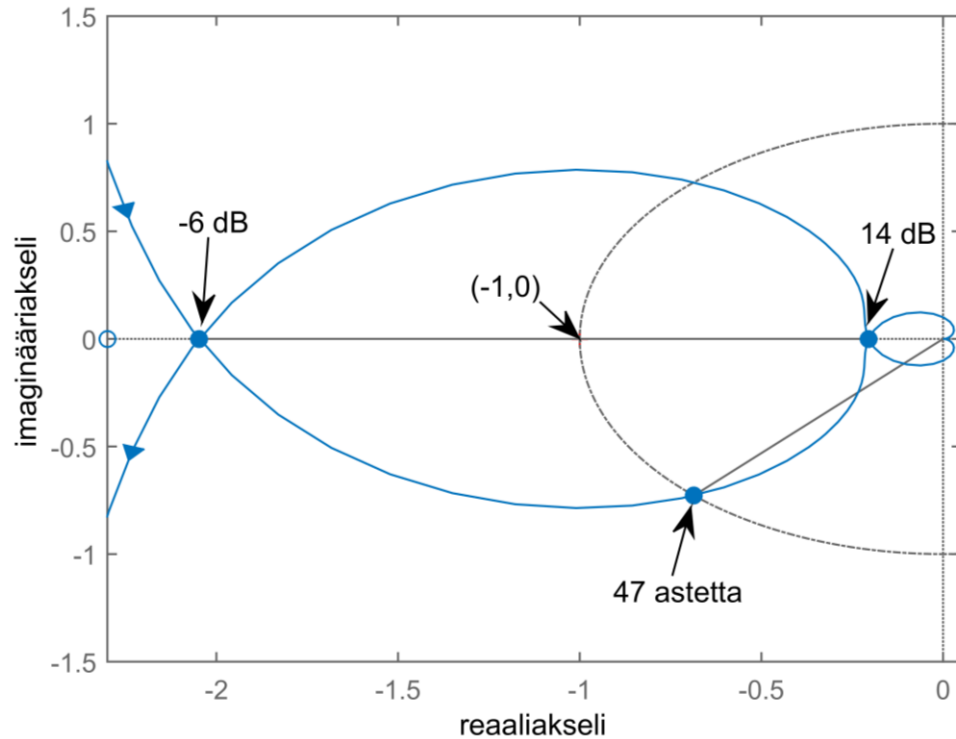
Tässä alaluvussa esitellään tarkemmin vesivoimalaitoksen keskeisiä piirteitä siirtofunktioiden avulla. Esimerkkinä käytetään Vesivoimalaitoksen 1 siirtofunktioita toimintapisteessä 3, kun turpiinisäätäjän parametrit ovat $K_p = 0,65$, $K_i = 0,01$ ja $K_d = 0,4$ eli järjestelmä on mahdollisimman robusti. Linearisoinnin tuloksena saadaan oheinen seitsemännen asteen siirtofunktio $L(s)$, joka kuvaa avointa järjestelmää. Pienillä tehoilla, joilla juoksupyörän ohjaus ei vielä ole käytössä, siirtofunktion asteluku on kuusi.

$$L(s) = \frac{-2,32s^4 - 44,59s^3 - 5,09s^2 + 62,17s + 0,97}{s^6 + 19,62s^5 + 133,4s^4 + 372,1s^3 + 347,6s^2 - 29,92s - 0,02} \quad (26)$$

Siirtofunktiolla on yksi napa oikeassa puolitasossa reaaliakselilla pisteessä 0,0798. Avoin järjestelmä on epästabiili, sillä aikatasossa kyseinen napa vastaa eksponentiaalisesti kasvavaa termiä. Navan sijainti reaaliakselilla riippuu toimintapisteestä siten, että suurilla tehoilla se siirtyy kauemmas oikealle, eli epästabiilin termin kasvu nopeutuu. Vastaava havainto toimintapisteen vaikutuksesta tehtiin luvussa 6.3 stabiiliusvaroja vertailemalla. Inertian kasvaessa epästabiili napa puolestaan siirtyy vasemmalle kohti imaginääriakselia, mikä tarkoittaa sitä, että termin kasvu hidastuu. Epästabiiliuden syy on Kaplan-turpiinin itsesäätövyys. Kuten aiemmin todettiin, Kaplan-turpiinin teho pienenee taajuuden laskiessa. Jos virtaaman riippuvuus taajuudesta poistetaan mallista, epästabiili napa siirtyy vasempaan puolitasoon (hyvin lähelle origoa) eli avoin järjestelmä muuttuu stabiiliksi.

Avoimen järjestelmän Nyquist-diagrammi on esitetty kuvassa 6.4. Kuvassa näkyy, että käyrä kiertää kriittisen pisteen yhden kerran vastapäivään. Suljettu järjestelmä on siis stabiili, koska kierrosten määrä on sama kuin avoimen järjestelmän oikean puolitasoon

napojen määrä. Selkeyden vuoksi kuva on rajattu kriittisen pisteen ympäristöön, mutta käyrä ei tee enempää kierroksia pisteen ympäri rajatun alueen ulkopuolella. Esimerkissä vaihevara on kuvan mukaisesti 47 astetta. Järjestelmällä on sekä ylä- että alavahvistusvara: avoimen järjestelmän vahvistusta voidaan kasvattaa 14 dB tai pienentää 6 dB ennen kuin suljetun järjestelmän stabiilius menetetään.

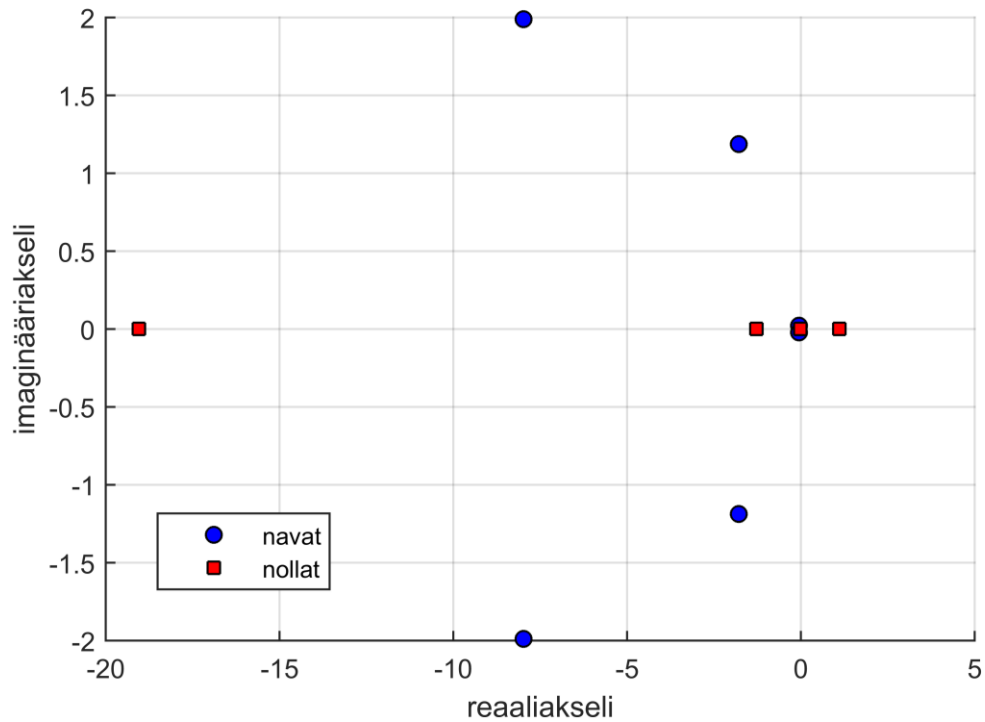


Kuva 6.4 Vesivoimalaitoksen Nyquist-diagrammi

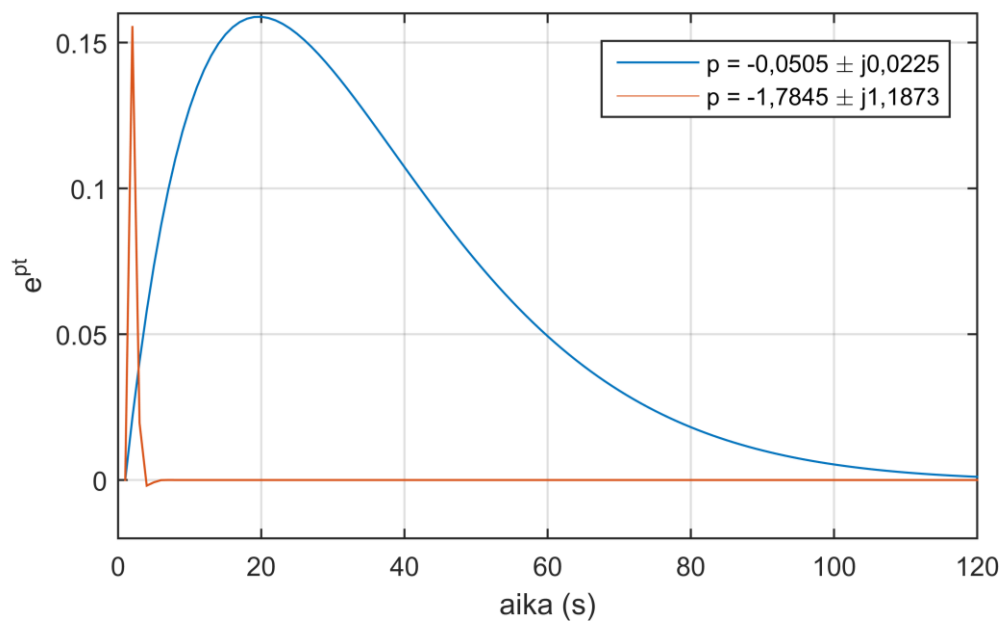
Siirtofunktiota $L(s)$ vastaava suljettu järjestelmä $H(s)$ on

$$H(s) = \frac{-2,32s^4 - 44,59s^3 - 5,09s^2 + 62,17s + 0,97}{s^6 + 19,62s^5 + 131,1s^4 + 327,5s^3 + 342,5s^2 + 32,26s + 0,95} \quad (27)$$

Suljetun järjestelmän navat ja nollat näkyvät kuvassa 6.5. Kuten Nyquist-analyysin perusteella jo tiedetään, suljettu järjestelmä on stabiili eli sen kaikki navat ovat reaalisaltaan negatiivisia. Siirtofunktion kaksi imaginaariakselia lähinnä sijaitsevaa napaparia ovat pisteissä $(-0,0505, \pm j0,0225)$ ja $(-1,7845, \pm j1,1873)$. Näitä napoja vastaavien termien käyttäytyminen aikatasossa on esitetty kuvassa 6.6. Ensimmäisen termin vaikutus näkyy noin kaksi minuuttia, kun taas toinen termi vaimenee jo noin viiden sekunnin kuluessa. Kolmatta napaparia vastaava termi vaimenee vieläkin nopeammin. Pitkällä aikavälillä hitain napapari dominoi vastetta.



Kuva 6.5 Vesivoimalaitosta kuvaavan suljetun järjestelmän navat ja nollat

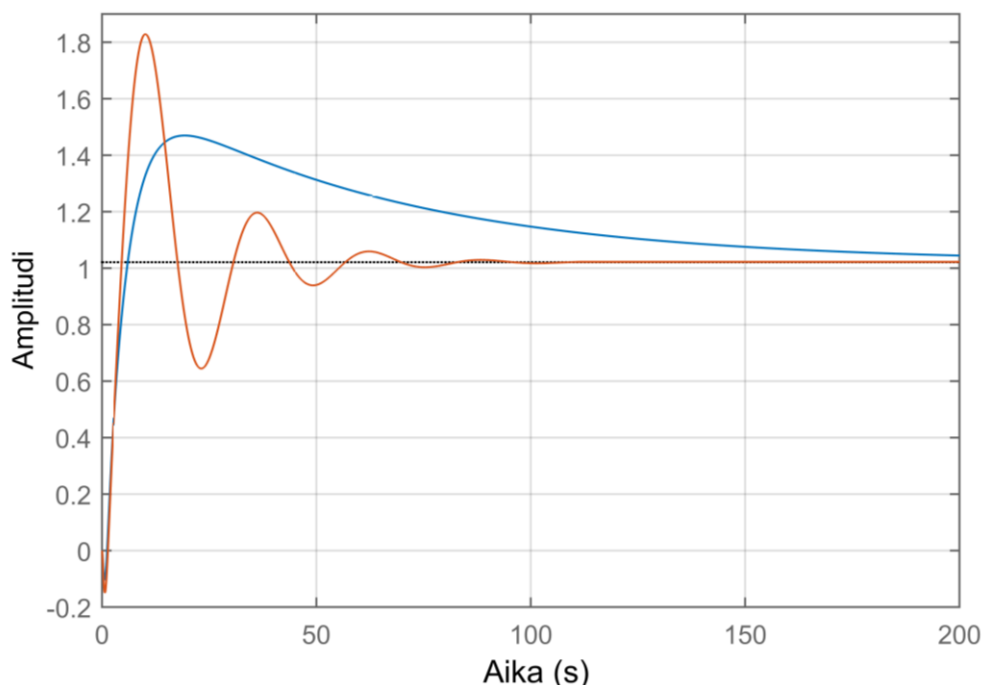


Kuva 6.6 Napoja vastaavien termien vaimeneminen aikatasossa

Vasteen värähtelyä voidaan arvioida napojen vaimennussuhteen perusteella, joka kuvaa eksponentiaalisen käyttäytymisen ja värähtelyn suhdetta [44]. Kun napa p ei sijaitse reaaliakselilla, vaimennussuhde ζ voidaan laskea kaavalla

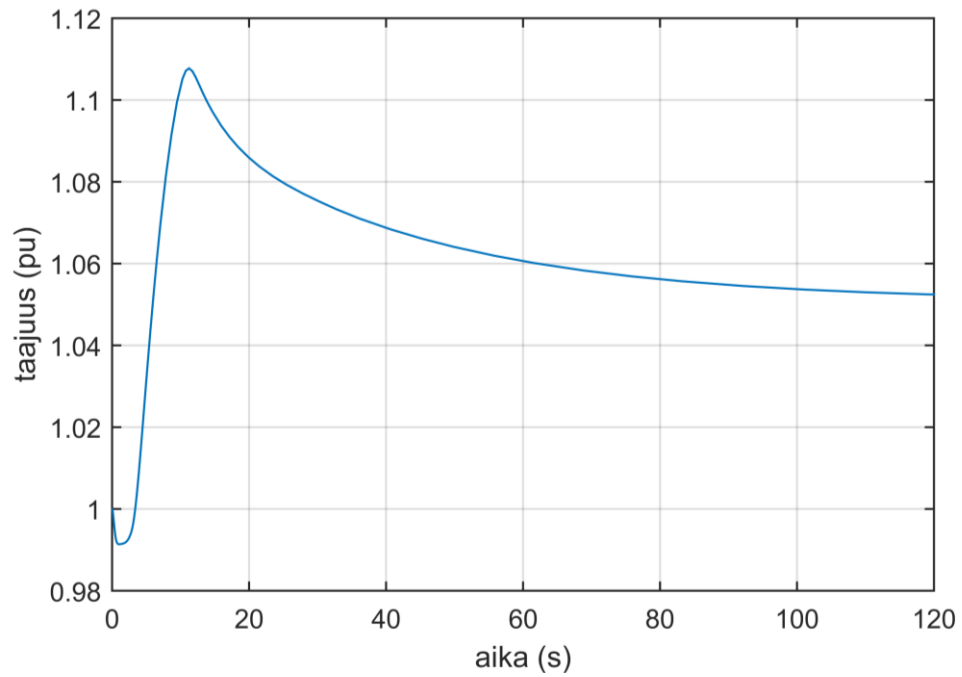
$$\zeta = \frac{-\operatorname{Re}\{p\}}{|p|} \quad (28)$$

Asymptoottisesti stabiililla järjestelmällä vaimennussuhde on vähintään nolla. Kun vaimennussuhde on suurempi kuin yksi, järjestelmä on ylivoimaisesti eli vaste ei värähtele lainkaan. Tarkasteltavalla vesivoimalaitoksella napojen vaimennussuhde on välillä 0,83...0,97 eli järjestelmä on alivoimaisesti. Vaimennussuhde on kuitenkin lähellä yhtä, mikä tarkoittaa sitä, että eksponentiaalinen käyttäytyminen on hallitsevaa ja vasteen värähtely pientä. Korkea vaimennussuhde on odotettu seuraus säätöparametrien valinnasta, jossa kriteerinä on robustiuden maksimoiminen. Kuva 6.7 havainnollistaa askelvasteen värähtelyä. Sininen käyrä vastaa tarkasteltavaa robustia tilannetta, ja punainen käyrä on askelvaste, kun säädön vahvistus (etenkin integrointivahvistus) on huomattavasti suurempi. Punaisella käyrällä origoa lähinnä olevan napaparin vaimennussuhde on enää 0,24, mikä näkyy selkeänä värähtelynä askelvasteessa. Järjestelmä ei ole robusti, sillä vaihevara on enää 20 astetta. Kahden muun napaparin vaimennussuhde pysyy likimain samana säätöparametrien muutoksesta huolimatta.

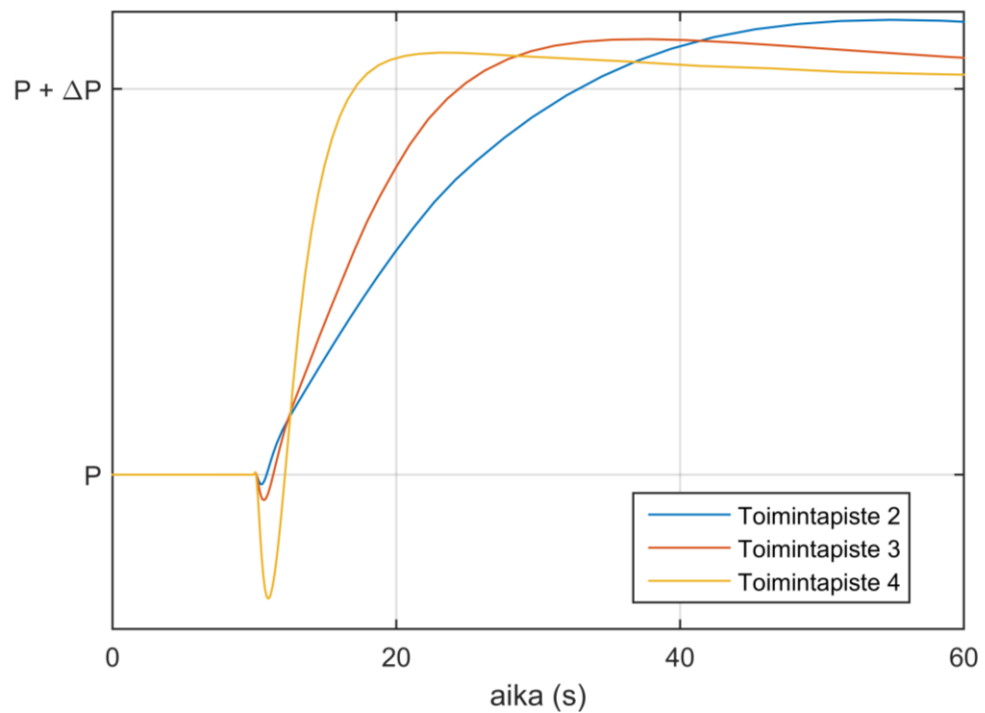


Kuva 6.7 Vesivoimalaitos 1:n askelvasteen värähtely eri säätöparametreilla toimintapisteessä 3.

Avoimen ja suljetun järjestelmän nollat sijaitsevat samoissa pisteissä. Vesivoimalaitoksella on oikeassa puolitasossa yksi nolla, jonka tarkka sijainti riippuu toimintapisteestä. Tästä voidaan päätellä, että järjestelmän vasteella on käännteisiä ominaisuuksia. Alussa vaste on siis vastakkaissuuntainen halutulle muutokselle. Vasteen käyttäytymistä havainnollistaa kuva 6.8, jossa näkyy taajuuden simuloitu käyrämuoto, kun taajuuden asetusarvoa muutetaan viisi prosenttiyksikköä. Vasteen käyttäytyminen johtuu vesitien hitaudesta, kuten luvussa 5 todettiin. Kuva 6.9 havainnollistaa tehon käyttäytymistä ja toimintapisteen vaikutusta. Tehon kasvaessa vesitien hitauden vaikutus korostuu, mikä näkyy voimakkaampana käännteisenä vasteena heti kuorman muutoksen jälkeen.



Kuva 6.8 Järjestelmän simuloitu taajuus, kun vesivoimalaitoksen taajuuden asetusarvoa muutetaan 5 prosenttiyksikköä.



Kuva 6.9 Vesivoimalaitos 1:n simuloitu teho toimintapisteissä 2-4, kun kuorman muutos hetkellä 10 s on 5 % laitoksen nimellistehosta. P on teho alkutilanteessa ja $P + \Delta P$ lopputilanteessa. Vertailtavuuden vuoksi kuvaajat on skaalattu y-akselilla samaan kohtaan.

Oikean puolitason nollat merkitsevät myös epästabiiliutta suurilla vahvistuksilla, sillä vahvistuksen lähestyessä ääretöntä suljetun järjestelmän navat lähestyvät avoimen järjestelmän nollia [35, s. 184]. Kuvasta 6.8 havaitaan myös, että taajuuden vasteessa asetusarvon muutokseen on suuri ylitys ennen loppuarvoon asettumista. Ylitys johtuu vasemman puolitason nollista. Vasteen värähtelyllä ei käytännössä ole vaikutusta ylitykseen, koska värähtely on hyvin vaimennettu.

6.5 Teho- ja avausstatiikan vertailu

Vesivoimalaitoksen mallissa voidaan käyttää joko teho- tai avausstatiikkaa. Tehostatiikka tarkoittaa, että statiikkahaaran takaisinkytkentä tehdään sähkötehosta. Muutostilanteessa turpiinisäätäjä näkee tällöin sekä turpiinin mekaanisen tehon, joka muuttuu säädön seurauksena, että generaattori-turpiinin inertiaavasteen. Suomalaisilla vesivoimalaitoksilla käytetään yleensä tehostatiikkaa. Muissa Pohjoismaissa yleisempi ratkaisu on avausstatiikka, jossa takaisinkytkentä tehdään johtopyörän avauksesta. Joidenkin valmistajien säätimissä takaisinkytkentä tehdään suoraan säätimen lähdöstä eli avauksen ohjeesta todellisen avauksen sijaan. Laitoksilla, joilla on pitkä ja monimutkainen vesitie, tehotakaisinkytkentä turpiinisäätäjässä voi aiheuttaa stabiiliusongelmia. Tässä alaluvussa tarkastellaan, onko teho- ja avausstatiikan välillä merkittäviä eroja Kaplan-turpiinin saarekekäytössä.

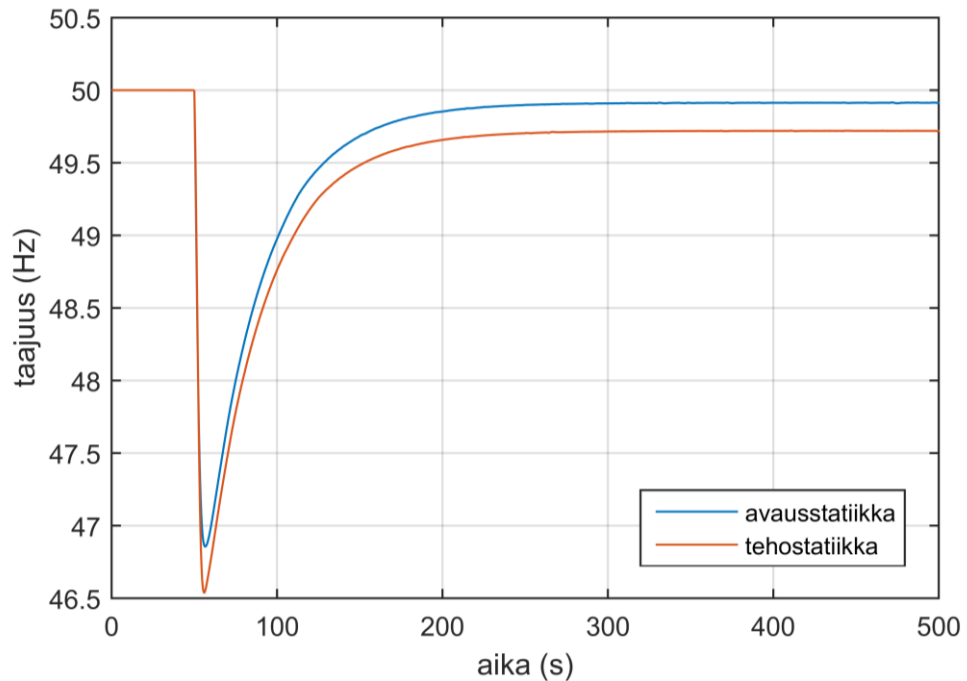
Tarkastellaan statiikan valinnan vaikutusta Vesivoimalaitoksen 1 tapauksessa, kun säätöparametrit ovat robusteimman virityksen mukaiset ($K_p = 0,65$, $K_i = 0,01$ ja $K_d = 0,4$). Stabiiliusvaran arvot kummallakin statiikalla on esitetty alla olevassa taulukossa. Matalalla teholla stabiiliusvarassa ei käytännössä ole eroa, mutta toimintapisteissä 4 ja 5 stabiiliusvara jää hieman pienemmäksi tehostatiikalla.

Taulukko 6.6 Stabiiliusvaran arvot avaus- ja tehostatiikalla

toimintapiste:	1	2	3	4	5	keskiarvo
avausstatiikka	0,99	0,88	0,79	0,52	0,29	0,692
tehostatiikka	0,98	0,88	0,78	0,49	0,26	0,678

Kuva 6.10 havainnollistaa aikatasossa eroa teho- ja avausstatiikan välillä. Tehostatiikalla taajuuskuoppa on hieman syvempi ja taajuuspoikkeama pysyvässä tilassa suurempi. Pysyvässä tilassa säätimen erosuure on nolla. Koska erosuure on summa taajuuspoikkeamasta ja statiikkahaaran poikkeamasta, on taajuuspoikkeama saman suuruinen mutta erimerkkinen kuin statiikkahaaran poikkeama. Tehostatiikalla taajuuspoikkeama on suurempi, koska tehon muutos on suurempi kuin avauksen muutos. Lopputilanteessa avaus poikkeaa asetusarvosta 2,5 prosenttiyksikköä, kun taas tehopoikkeama on kuorman muutoksen suuruinen eli 8 prosenttiyksikköä. Tehostatiikalla taajuuspoikkeaman suuruutta voidaan arvioida kaavalla (5). Avasstatiikalla kaava ei

anna kovin tarkkoja tuloksia. Lisäksi toimintapisteellä on merkittävä vaikutus siihen, kuinka suureksi avauksen poikkeama ja sitä kautta taajuuspoikkeama muodostuu.

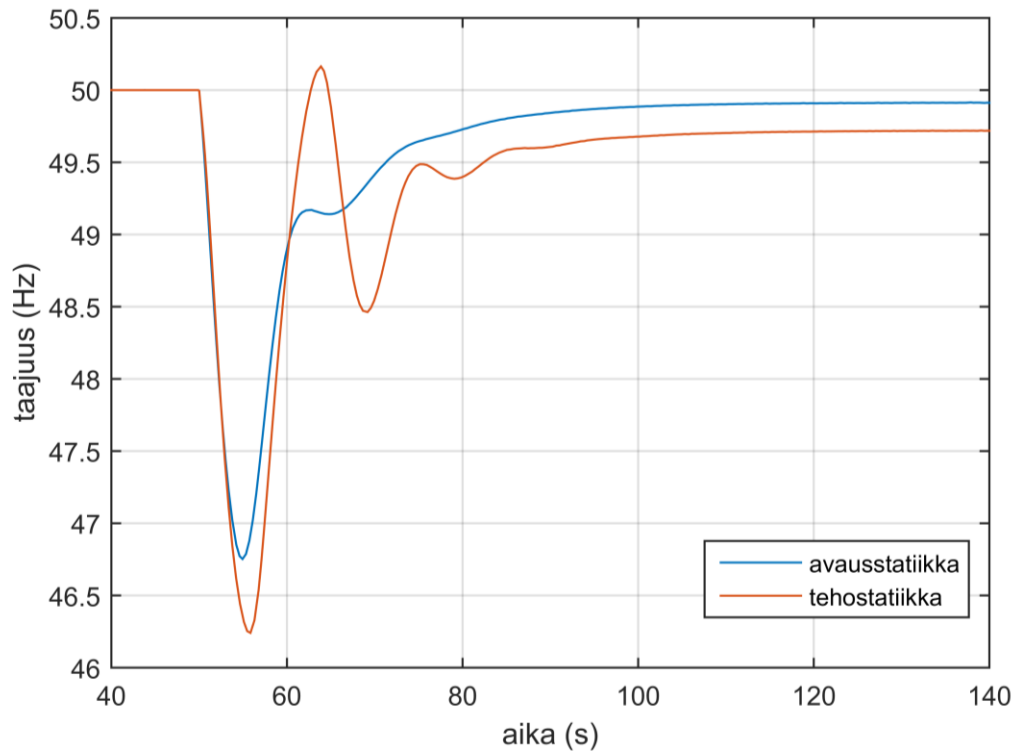


Kuva 6.10 Taajuuden käyttäytyminen kuorman muutoksen seurauksena avaus- ja tehostatiikalla toimintapisteessä 4.

Asetetaan turpiinisäätäjään seuraavaksi parametrit $K_p = 0,8$, $K_i = 0,04$ ja $K_d = 0,3$, joilla toimintapisteet 4 ja 5 ovat stabiileja mutta eivät robusteja. Toimintapisteet 1–3 ovat robusteja. Stabiiliusvaran arvot on esitetty taulukossa 6.7 ja taajuuden käyttäytyminen aikatasossa kuvassa 6.11. Näillä parametreilla stabiiliusvara on pienillä tehoilla jopa hieman suurempi tehostatiikalla kuin avausstatiikalla. Suurilla tehoilla stabiiliusvara on tehostatiikalla pienempi kuten edellisessäkin tapauksessa. Vasteessa näkyy värähtelyä kummassakin tapauksessa, mutta tehostatiikalla värähtelyn määrä on suurempi.

Taulukko 6.7 Stabiiliusvaran arvot avaus- ja tehostatiikalla

toimintapiste:	1	2	3	4	5	keskiarvo
johtopyörän avaus	0,97	0,81	0,67	0,39	0,12	0,592
sähköteho	0,97	0,83	0,68	0,37	0,09	0,588



Kuva 6.11 Taajuuden käyttäytyminen kuorman muutoksen seurauksena avaus- ja tehostatiikalla toimintapisteessä 4.

Työn tarkasteluissa käytetään avausstatiikkaa, mutta tulosten perusteella myös tehostatiikkaa voitaisiin käyttää saarekkeen taajuussäädössä. Mikäli voimalaitos toimii suurella teholla, avausstatiikalla saavutetaan hieman parempi stabiiliusvara ja vaimennus. Avausstatiikalla säätö on myös hiukan suorituskykyisempi. Erot ovat kuitenkin melko pieniä. Tämän suppean tarkastelun perusteella ei voida todeta, että erot eivät voisi muodostua merkittäviksi jossakin toisessa tapauksessa. Käytetyssä vesitien mallissa on oletettu, että vesitie on epäelastinen, mikä pätee vain riittävän lyhyissä vesiteissä. Tulosten perusteella ei voida myöskään sanoa, näkyvätkö statiikoiden väliset erot selvemmin, jos säädön vahvistus on oleellisesti suurempi kuin esimerkkitapauksissa. Tässä työssä tehdyn tarkastelun tulokset eivät kuitenkaan anna aihetta olettaa, että tehostatiikka aiheuttaisi stabiiliusongelmia, kun taajuussäätö on viritetty robustiksi.

Työssä käytetty malli ei kuvaa generaattorin magnetointijärjestelmän toimintaa. Generaattorin sähköinen momentti muuttuu askelmaisesti. Jos magnetointijärjestelmän toiminta aiheuttaa oskillointia, sitä ei havaita mekaanis-hydraulisella mallilla. Kahden Francis-turpiinin pumppuvoimalaitoksen tapauksessa havaittiin, että mekaanis-hydraulinen malli antaa optimistisempia tuloksia kuin malli, joka sisältää myös generaattorin sähköisen mallin [45]. Robustilla järjestelmällä ero on pieni, mutta integrointivahvistuksen suurentaminen kasvattaa mallien välisiä eroja. Turpiinin ja vesiteiden eroista johtuen tämän perusteella ei voida tehdä vastaavaa oletusta Kaplan-vesivoimalaitoksesta. Tehostatiikan stabiiliusvaikutusten kattavaa analysointia varten olisi kuitenkin hyvä tarkentaa generaattorin mallia.

7. SAAREKKEEN MUODOSTAMINEN

Tässä luvussa esitellään tapaustarkastelun tulokset. Tarkasteltavassa saarekkeessa on kaasuturpiini ja 1–3 vesivoimalaitosta. Aluksi esitellään lähtötiedot ja saarekemalli. Tämän jälkeen määritetään sopivat viritysparametrit vesivoimalaitoksille tapauksessa, jossa saarekkeessa on yksi vesivoimalaitos ja kaasuturpiini. Viritystarkastelun jälkeen esitellään tuloksia tapauksista, joissa vesivoimalaitosten lukumäärä saarekkeessa nostetaan kahteen ja kolmeen. Luvun lopussa on yhteenveto saareketarkastelun tuloksista.

7.1 Saarekkeen lähtötiedot ja muodostamisperiaate

Tässä tarkastelussa oletetaan, että saarekkeessa on käytettävissä yksi kaasuturpiini ja kolme vesivoimalaitosta, joiden dynamiikkaa tarkasteltiin luvussa 6. Voimalaitosten keskeiset ominaisuudet on esitetty taulukossa 7.1. Kaasuturpiini on 160 MW:n kapasiteetillaan selkeästi suurin voimalaitos saarekkeessa. Vesivoimalaitosten teho vaihtelee noin 14 MW:sta 36 MW:iin. Myös liike-energialla mitattuna kaasuturpiini on selvästi suurin.

Taulukko 7.1 Saarekkeen voimalaitosten keskeiset tiedot

Voimalaitos	Tuotanto- kapasiteetti (MW)	Hitaus- vakio (s)	Nimellisteho (MVA)	Liike- energia (MVA*s)	Vesiaika- vakio (s)
Kaasuturpiini 1	160,0	6,0	175	1050	-
Vesivoimala 1	34,2	2,5	38	95	1,75
Vesivoimala 2	14,4	2,0	16	32	1,80
Vesivoimala 3	36,0	3,0	40	120	1,50

Tarkasteltavan saarekkeen taajuuden sallittu vaihteluväli on 47,5–51,5 Hz. Taajuutta rajoittaa saarekkeen kaasuturpiini, jonka yli- ja alitaajuussuojauksen asettelut on esitetty taulukossa 7.2. Vesivoimalaitokset kestävät tyypillisesti suurempia taajuuspoikkeamia. Kaasuturpiinin suojausasetteluiden perusteella taajuuspoikkeama voisi hetkellisesti olla hieman edellä mainittua vaihteluväliä suurempikin. Tässä tarkastelussa käytetään konservatiivisia taajuusrajoja, jotka eivät salli rajojen lyhytkestoistakaan ylitystä.

Taulukko 7.2 Kaasuturpiinin suojausasettelut

	Taajuus (Hz)	Viive (s)
Alitaajuus	47,5	20
	47,0	0
Ylitaajuus	51,5	20
	52,0	1
	54,0	0

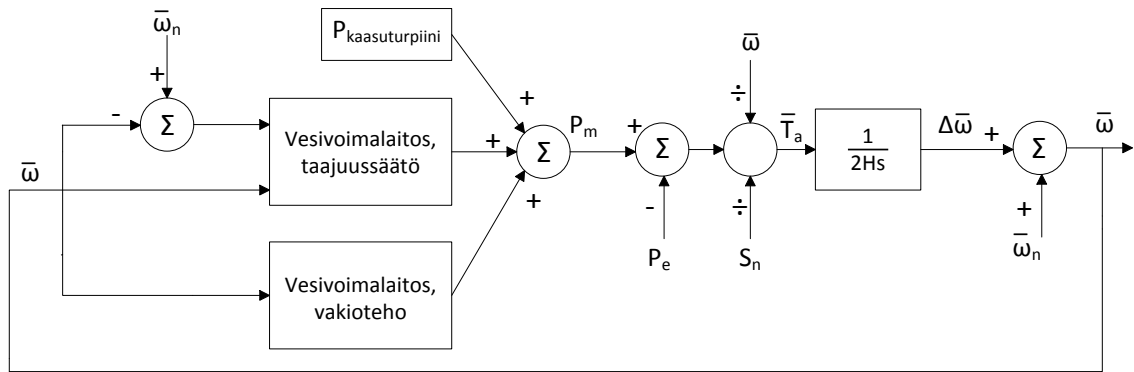
Saarekkeen muodostamisessa voidaan edetä useilla tavoilla, joista vain osaa tarkastellaan tässä työssä. Jännite palautetaan pimeäkäynnistämällä kaasuturpiini. Sen ajotavaksi valittiin vakioteho, joten saarekkeessa on oltava lisäksi vähintään yksi taajuutta säätävä vesivoimalaitos. Voimalaitosten määrän kasvaessa taajuutta säätäviä vesivoimalaitoksia voi olla useita riippuen siitä, mikä ajotapa kullekin laitokselle valitaan. Työssä oletetaan, että vesivoimalaitokset eivät vaikuta toistensa toimintaan eli kunkin laitoksen virtaama on erikseen säädeltävissä.

7.2 Saarekemalli

Saarekkeen simulointimallin yleistason lohkokaavio on esitetty kuvassa 7.1. Jokaista vesivoimalaitosta kuvaa oma lohkonsa, joka sisältää luvussa 5 kuvatun mallin kyseisen voimalaitoksen parametreilla. Luvun 5 mallissa voimalaitoksen teho ilmaistaan suhteellisarvona, joka muutetaan saarekemallissa absoluuttiseksi arvoksi kertomalla se turpiinin nimellisteholla. Saarekkeen mekaaninen teho saadaan laskemalla yhteen kaikkien voimalaitosten mekaaniset tehot. Mekaanisen ja sähköisen tehon erosta muodostetaan kiihdyttävä momentti, joka ilmaistaan suhteessa saarekkeen nimellistehoon S_n , jonka arvoksi valittiin 200 MVA. Hitausvakio kuvaa voimalaitosten yhteenlaskettua inertiaa, ja se lasketaan kaavalla

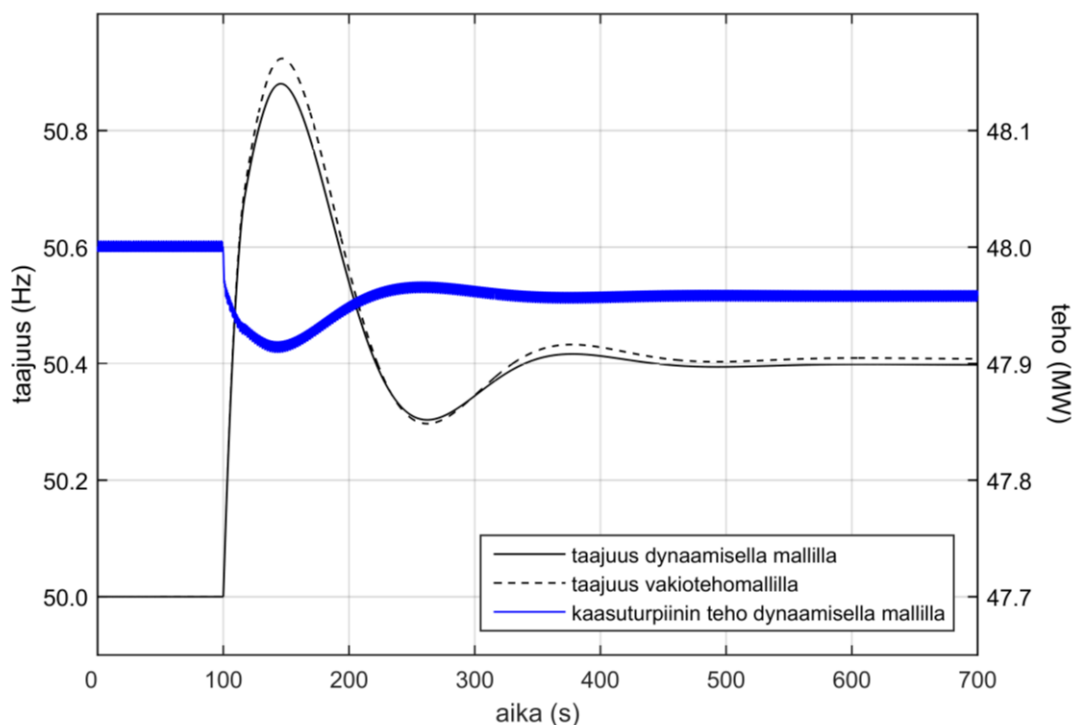
$$H = \frac{\Sigma E_{kin}}{S_n} \quad (29)$$

jossa ΣE_{kin} on summa voimalaitosten liike-energioista nimellisellä pyörimisnopeudella. Vakioteholla toimivan vesivoimalaitoksen säätäjän oletetaan olevan poissa käytöstä, jolloin johtopyörän asennon ohjearvo pysyy vakiona verkon taajuudesta tai koneen tehosta riippumatta. Mallissa tämä tarkoittaa sitä, että säädin on korvattu johtopyörän avauksen asetusarvon suuruisella vakiolla.



Kuva 7.1 Saarekemallin lohkokaavioesitys

Saarekemallissa vakioiteholla toimiva kaasuturpiini mallinnetaan tehon asetusarvon suuruisella vakiolla ja hitausvakiolla luvussa 5 esitellyn mallin sijaan. Tämä yksinkertaistaa mallia ja helpottaa esimerkiksi sen alkuarvojen määrittämistä. Kuva 7.2 havainnollistaa kaasuturpiinin tehon ja saarekkeen taajuuden käyttäytymistä yksinkertaistetulla mallilla ja Rowenin mallilla, joka huomioi prosessin dynamiikan. Rowenin mallilla kaasuturpiinin teho laskee hieman, kun taajuus nousee. Tästä johtuen taajuuden maksimiarvo jää jonkin verran pienemmäksi kuin vakioitehomallilla. Prosessidynamiikan poisjättämisen vaikutus on pieni ja johtaa konservatiivisiin tuloksiin, joten mallin yksinkertaistaminen on perusteltua.



Kuva 7.2 Kaasuturpiinin teho ja järjestelmän taajuuden vaste 3 MW:n suuruiseen askelmaiseen kuorman muutokseen

7.3 Saareke alkutilanteessa

Alkutilanteessa saarekkeessa on kaasuturpiini ja vesivoimalaitos, joka vastaa saarekkeen taajuussäädöstä. Määritetään sopivat säätöparametrit kaikille kolmelle vesivoimalaitokselle. Näin jokaisen laitoksen turpiinisäätäjä on viritetty siten, että se voi vastata yksin taajuuden säädöstä saarekkeen alkuvaiheessa, ja palautussuunnitelma voidaan toteuttaa, vaikka jokin laitoksista ei olisi käytettävissä esimerkiksi vikaantumisen vuoksi.

Etsitään ensin kunkin laitoksen turpiinisäätäjälle virityisperiaatteen mukaiset parametrikombinaatiot. Virityisperiaatteessa määriteltiin, että viritys on robusti, jos stabiiliusvara on vähintään 0,5, vaihevara vähintään 30 astetta ja ylä- ja alavahvistusvara vähintään 6 dB. Saarekkeessa käytettävän kaasuturpiinin liike-energia on moninkertainen yhden vesivoimalaitoksen liike-energiaan nähden. Esimerkiksi Vesivoimalaitokseen 1 verrattuna se on noin 11-kertainen. Kun saarekkeen inertia kasvaa, sen kyky vastustaa taajuusmuutoksia paranee. Kaasuturpiinin mukaan ottaminen saarekkeeseen avartaa huomattavasti robustien säätöparametrien joukkoa, ja myös toimintapiste 5 saadaan robustiksi. Koska robustien parametrien joukko kasvaa suureksi, kombinaatioiden haarukointi tehtiin karkeammin kuin luvussa 6. Derivointivahvistukselle annettiin arvot 0, 2 ja 4. Proportionaali-vahvistuksen askel oli 0,5 ja integraalivahvistuksen 0,1. Integraalivahvistuksen alarajana oli 0,1, koska haluttiin poissulkea kaikista hitaimmat viritykset.

Ehdot täyttävistä virityksistä valitaan kaksi: robusteista ja suorituskakyisin. Viritysten robustiutta verrataan kuten luvussa 6 eli laskemalla stabiiliusvaran keskiarvo toimintapisteistä 1–5. Robusteista viritys on se viritys, jolla keskimääräinen stabiiliusvara on suurin. Suorituskakyisin viritys on puolestaan se, joka mahdollistaa suurimman askelmaisen kuorman kytkemisen ilman että taajuus laskee alle 47,5 Hz:iin. Johto- ja juoksupyörän asennon muutosnopeuden rajoittimet eivät rajoita suorituskakyä saarekkeessa. Niiden vaikutus ei tule esille, kun turpiinisäätäjän parametrit on asetettu robustiuden perusteella ja tehomuutokset ovat sellaisia, että taajuus pysyy sallittujen rajojen sisällä. Suurilla tehoilla suorituskakyä rajoittaa säätöominaisuuksien sijaan ylössäätökapasiteetin loppuminen. Koska suurimman kuormaportaan kriteerillä löytyy useita mahdollisia virityksiä, valitaan näistä vaihtoehdoista se, jolla on lyhin asettumisaika. Mikäli asettumisaikakin on sama usealla virityksellä, käytetään robustiuden kriteeriä. Suorituskakyyn arviointi tehdään toimintapisteessä 1, jossa se on heikoin. Suorituskakyyn osalta on otettava huomioon, että kuormaportas on ilmoitettu sallittuna tehon lisäyksenä. Vastakkaiseen suuntaan sallittu tehomuutos on pienempi, koska taajuusikkunan yläraja on tiukempi kuin alaraja. Suunta on valittu sillä perusteella, että sähkönpalautuksen kannalta on kiinnostavaa, kuinka nopeasti saarekettä voidaan laajentaa kytkemällä lisää kuormaa.

Vesivoimalaitosten säätöparametrit saarekkeen muodostamista varten on esitetty taulukossa 7.3. Suurin sallittu kuormaporras ja sitä vastaava asettumisaika on ilmoitettu toimintapisteiden 1 perusteella. Vesivoimalaitosten 1 ja 3 säätöparametrit ovat samat robusteimman virityksen osalta; suorituskyykyisen virityksen parametrien arvot ovat hieman suuremmat laitoksella 3. Sen sijaan Vesivoimalaitoksen 2, jonka nimellisteho on alle puolet kahden muun laitoksen nimellistehoista, parametrien arvot ovat huomattavasti suuremmat. Suuremmat parametrien arvot tarkoittavat suurempaa säädön vahvistusta.

Taulukko 7.3 Robusteimmat ja suorituskyykyisimmät saarekeviritukset

	K_p	K_i	K_d	keskiarvo S_m	max. kuorma- porras	asettumis- aika
Robustein viritys						
Vesivoimalaitos 1	3,5	0,1	2,0	0,85	4 MW	323 s
Vesivoimalaitos 2	12,0	0,5	4,0	0,85	5 MW	97 s
Vesivoimalaitos 3	3,5	0,1	2,0	0,87	4 MW	307 s
Suorituskyykyisin viritys						
Vesivoimalaitos 1	6,0	0,8	4,0	0,67	8 MW	75 s
Vesivoimalaitos 2	22,0	3,0	4,0	0,76	8 MW	35 s
Vesivoimalaitos 3	8,0	1,1	4,0	0,71	10 MW	67 s

Kaasuturpiinin kanssa muodostettavaa saarekettä varten optimoiduilla turpiinisäätäjän virityksillä on selkeästi suurempi vahvistus kuin virityksillä, jotka soveltuvat vesivoimalaitoksen käyttämiseen saarekkeen ainoana tuotantolaitoksena. Lisäksi suorituskyykyisimmän ja robusteimman virityksen parametreissa on selvä ero, mikä havainnollistaa robustin alueen laajuutta verrattuna saarekkeeseen ilman kaasuturpiinia. Ilman kaasuturpiinin inertiaa jo robusteimman virityksen vahvistus tekisi järjestelmästä epästabiilin toimintapisteissä 4 ja 5. Samoin pienen inertian tapauksessa parhaiten toimivat maltilliset säätöparametrit eivät ole hyvä ratkaisu saarekkeeseen, jossa on mukana suuri kaasuturpiini. Vaikka järjestelmä on tällöin edelleen stabiili, se ei ole yhtä robusti kuin suuremmalla vahvistuksella. Koska avoin järjestelmä on epästabiili, suljetun järjestelmän stabiilius voidaan menettää joko vahvistusta pienentämällä tai suurentamalla. Pienellä vahvistuksella vahvistusvara on kaikissa toimintapisteissä negatiivinen, eli lähestytään stabiilin vahvistuksen alarajaa. Lisäksi suorituskyyky on huono ja asettumisajat pitkiä.

7.4 Saarekkeen laajentaminen

Tässä alaluvussa tarkastellaan joitakin tapauksia, joissa saarekkeessa on kaasuturpiinin lisäksi kaksi tai kolme vesivoimalaitosta. Kaikkia mahdollisia voimalaitosten, ajotapojen ja säätöparametrien yhdistelmiä ei tarkastella, jotta tapausten määrä pysyy kohtuullisena.

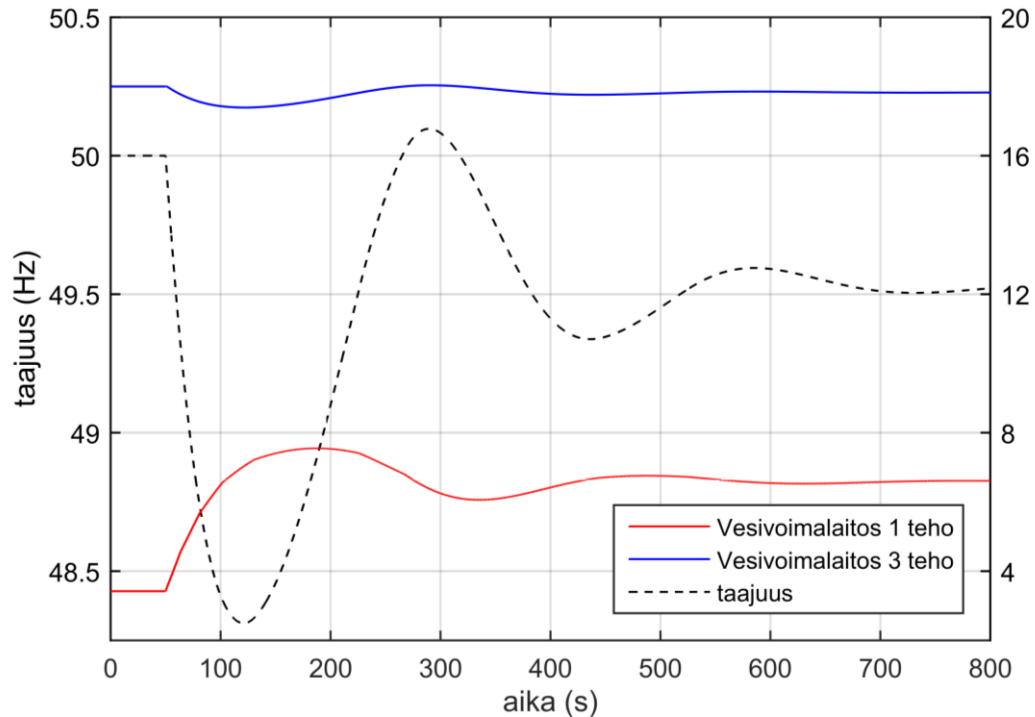
7.4.1 Kaasuturpiini ja kaksi vesivoimalaitosta

Oletetaan, että saarekkeessa on tässä vaiheessa kaasuturpiinin lisäksi Vesivoimalaitos 1, joka säätää taajuutta. Kolmantena voimalaitoksena saarekkeeseen voidaan ottaa joko Vesivoimalaitos 2 tai 3, ja sen ajotapana voi olla joko taajuussäätö tai vakioteho. Tarkasteltavia tapauksia on siis yhteensä neljä. Kaikki neljä saareketilannetta tarkastellaan kolmilla eri parametreilla: robusteista ja suorituskykyisin saarekeviritys (taulukko 7.3) sekä luvun 6 viritys, jossa saarekkeessa ei ole kaasuturpiinia (taulukko 6.5). Näin voidaan vertailla eroja eri viritysten välillä sekä tutkia, millaisia ongelmia voi aiheutua, jos taajuussäädön vahvistus on liian pieni saarekkeen inertiaan nähden. Tapaukset on koottu oheiseen taulukkoon. Tunnuksen kirjain viittaa käytettäviin parametreihin siten, että A tarkoittaa robusteimpia saarekevirityksiä, B suorituskykyisimpiä saarekevirityksiä ja C pienen inertian parametreja. Tapauksia, joissa yhdellä laitoksella olisi käytössä A-parametrit ja toisella B-parametrit, ei tarkastella.

Taulukko 7.4 Tarkasteltavat tilanteet kolmen voimalaitoksen saarekkeessa

Tapaus	Taajuussäätö	Vakioteho
1A, 1B, 1C	Vesivoimalaitos 1	Vesivoimalaitos 2, Kaasuturpiini 1
2A, 2B, 2C	Vesivoimalaitos 1	Vesivoimalaitos 3, Kaasuturpiini 1
3A, 3B, 3C	Vesivoimalaitokset 1 ja 2	Kaasuturpiini 1
4A, 4B, 4C	Vesivoimalaitokset 1 ja 3	Kaasuturpiini 1

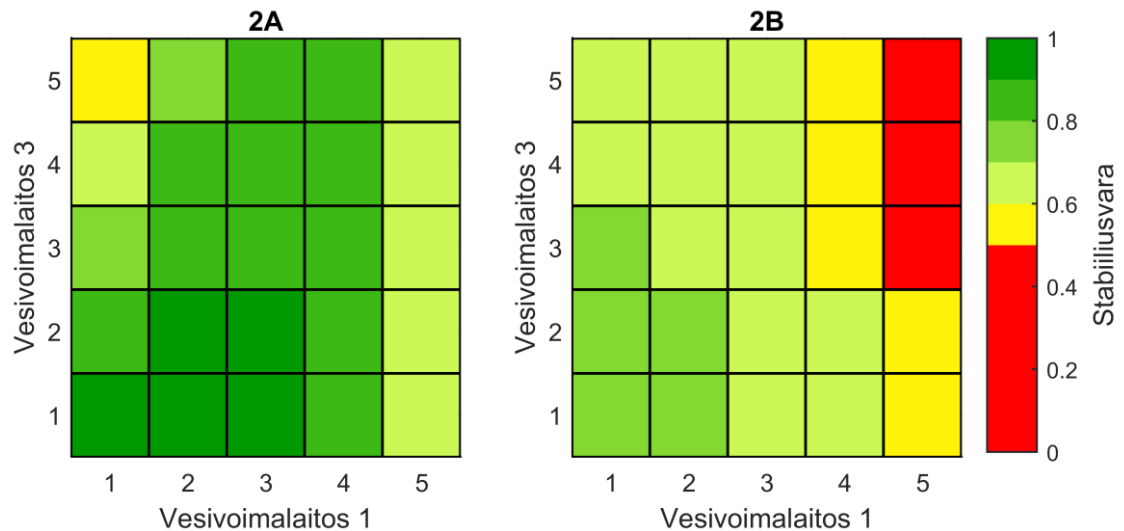
Vaikka vesivoimalaitoksen ajotapana on vakioteho, todellisuudessa sen teho ei pysy aivan vakiona Kaplan-turpiinin itsesäätävyydestä johtuen. Ilmiötä havainnollistaa kuva 7.3, josta nähdään kuorman kytkennän aiheuttamat muutokset taajuudessa ja vesivoimalaitosten tehoissa. Kuvan tilanteessa Vesivoimalaitos 1 säätää taajuutta ja Vesivoimalaitos 3 toimii vakioteholla. Simulointituloksista havaitaan, että Vesivoimalaitoksen 3 tehossa tapahtuu pieni muutos alaspäin taajuuskuopan aikana.



Kuva 7.3 Saarekkeen taajuus ja vesivoimalaitosten tehot, kun kuorma kasvaa askelmaisesti 3 MW hetkellä 50 s. Vesivoimalaitos 1:n säätöparametrit ovat robusteimman virityksen mukaiset.

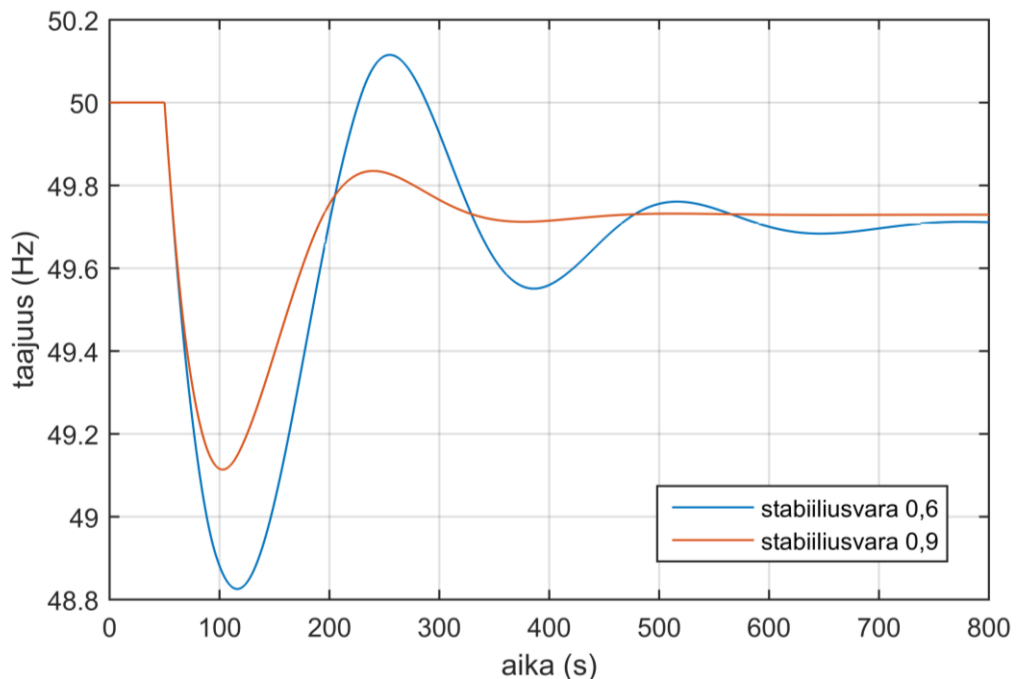
Vesivoimalaitoksen mallille määriteltiin 5 linearisointipistettä, joten kahden vesivoimalaitoksen tapauksessa mahdollisia toimintapisteitä on 25. Kaasuturpiinia kuvaavan vakion suuruus ei vaikuta saarekkeen stabiiliuteen. Jokaisessa toimintapisteessä lasketaan stabiiliusvara järjestelmän siirtofunktion avulla. Lisäksi määritetään suurin sallittu askelmainen tehonlisäys aikatazon simulointitulosten perusteella.

Saarekkeen taajuusstabiiliutta eri toimintapisteissä havainnollistaa kuva 7.4 tapauksissa 2A ja 2B. Kuvassa x-akseli kertoo Vesivoimalaitoksen 1 toimintapisteen ja y-akselilla on Vesivoimalaitoksen 3 toimintapiste. Ruudun väri kuvaa stabiiliusvaran suuruutta kuvan merkityn väriasteikon mukaisesti. Stabiiliusvara on suurimmillaan, kun laitosten teho on kohtuullisen matala samoin kuin yhden vesivoimalaitoksen tapauksessakin. Myös vakioteholla toimivan laitoksen teho vaikuttaa siis stabiiliusvaran suuruuteen, vaikka sen merkitys on pienempi kuin taajuutta säättävän laitoksen. B-parametreilla stabiiliusvara laskee muutamassa toimintapisteessä alle robustiudelle tässä työssä määritellyn rajan 0,5. Vaikka yhdellä vesivoimalaitoksella järjestelmä olisi robusti kaikissa toimintapisteissä, näin ei siis välttämättä ole enää, kun vesivoimalaitosten määrä saarekkeessa kasvaa.



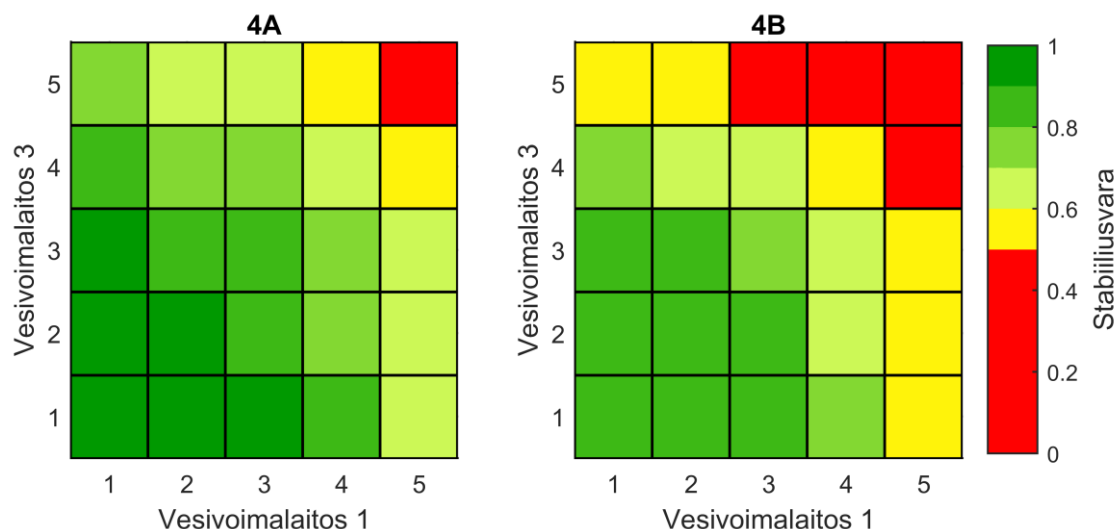
Kuva 7.4 Saarekkeen stabiilius tapauksissa 2A ja 2B

Kuva 7.5 havainnollistaa taajuuden käyttäytymistä aikatasossa kahdessa eri toimintapisteessä, joiden stabiiliusvarat eroavat selvästi toisistaan. Esimerkki on tapauksesta 2A. Alkutilanteessa taajuutta säättävä Vesivoimalaitos 1 on toimintapisteessä 1, ja vakioteholla toimivan Vesivoimalaitoksen 3 toimintapiste on sinisellä käyrällä 5 ja punaisella käyrällä 1. Kuvasta havaitaan toimintapisteiden välillä selvä ero värähtelyn amplitudissa ja vaimenemisessa. Koska säättävä laitos on toimintapisteessä 1, säätö on hitaimmillaan ja värähtelyn vaimeneminen kestää robustimmassakin toimintapisteessä useita minuutteja.



Kuva 7.5 Taajuus kahdessa stabiiliusvaraltaan erilaisessa toimintapisteessä. Vesivoimalaitos 1 on toimintapisteessä 1 ja Vesivoimalaitos 3 pisteessä 5 (sininen käyrä) tai pisteessä 1 (punainen käyrä). Kuorman muutos on 2 MW hetkellä 50 s.

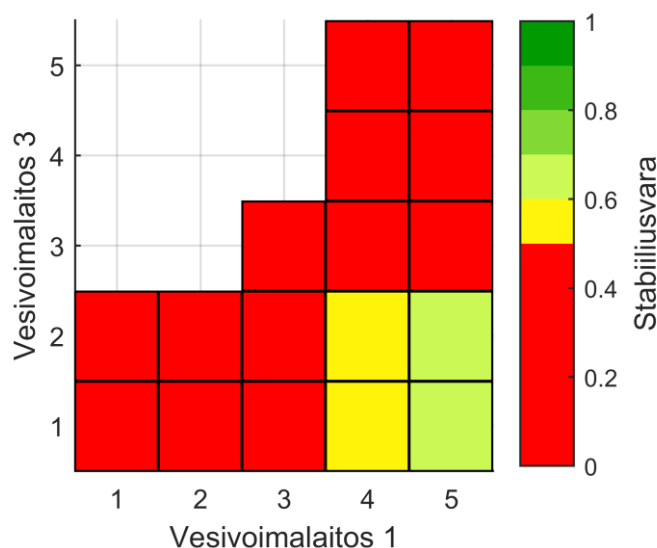
Muutetaan Vesivoimalaitoksen 3 ajotapa vakiotehosta taajuussäätöön eli tarkastellaan tapauksia 4A ja 4B. Kuva 7.6 havainnollistaa saarekkeen robustiutta. Tässäkin tapauksessa pätee havainto, että järjestelmä on robusti, kun vesivoimalaitokset toimivat matalalla teholla. Kuvasta nähdään, että kumpikin vesivoimaloista vaikuttaa stabiiliusvaran suuruuteen suunnilleen yhtä paljon. Vesivoimalaitokset 1 ja 3 ovat teholtaan ja säätöparametreiltaan hyvin lähellä toisiaan. Tapauksessa 3, jossa saarekkeessa on kaksi teholtaan ja säätöparametreiltaan selvästi erilaista vesivoimalaitosta, laitoksista suuremman toimintapiste vaikuttaa enemmän.



Kuva 7.6 Saarekkeen stabiilius tapauksissa 4A ja 4B

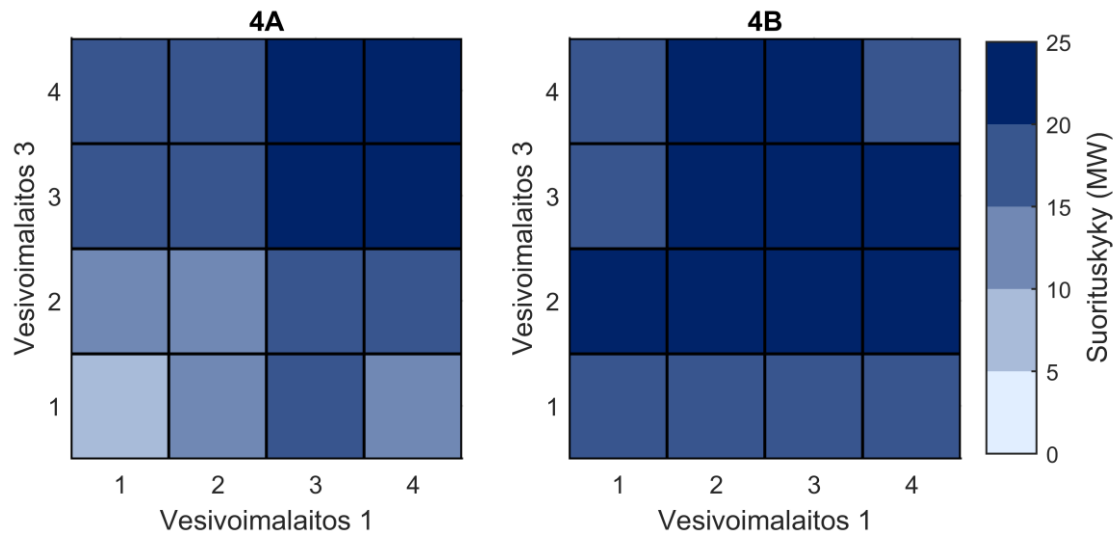
Kuva 7.7 havainnollistaa, miten saarekkeen taajuusstabiilius käyttäytyy eri toimintapisteissä tapauksessa 2C. Järjestelmä on robusti ainoastaan, kun taajuutta säättävä Vesivoimalaitos 1 toimii suurella teholla ja Vesivoimalaitos 3 pienellä vakioteholla. Valkoisella alueella järjestelmä on epästabiili. Sen sijaan tapauksessa 4C, jossa kumpikin vesivoimaloista säättää taajuutta, stabiiliusvara on vähintään 0,6 kaikissa toimintapisteissä. Tästä voidaan päätellä, että stabiiliusongelma liittyy vesivoimalaitoksen ajamiseen vakioteholla. Aiempien tarkastelujen perusteella vesivoimalaitos on epästabiili ilman takaisinkytkentää, mikä vastaa vakioteholla toimivaa laitosta, jonka säätimen lähtö on lukittu asetusarvoon. Taajuutta säättävä laitos ei stabiloi saarekettä kaikissa toimintapisteissä, kun turpiinisäätäjää ei ole viritetty sopivasti.

C-parametrien käyttäminen ei toki ole järkevää kyseessä olevassa saarekkeessa, jossa inertia on alusta alkaen suuri ja sen suhteelliset muutokset saarekkeen kasvaessa melko pieniä. Sen sijaan mikäli saareke muodostuisi alkuvaiheessa vesivoimalaitoksista ja kaasuturpiini kytkeytyisi verkkoon vasta myöhemmin, raju muutos inertiaa toisi lisähaasteita turpiinisäätäjien virittämiseen. Vastaavasti jos saarekkeeseen otetaan myöhemmässä vaiheessa lisää suuria koneita, järjestelmän inertian kasvu voi vaatia säätöparametrien muuttamista.



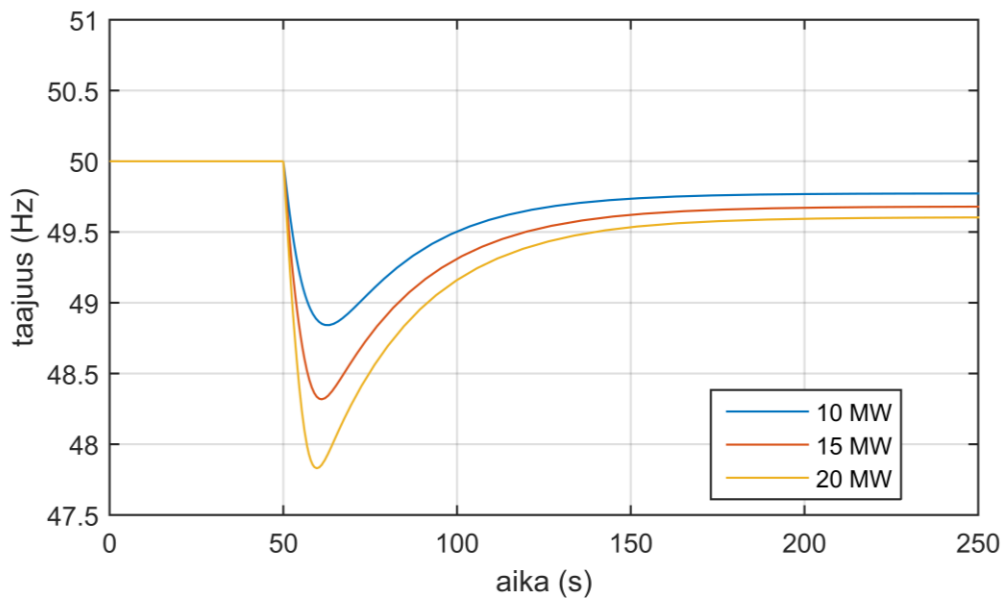
Kuva 7.7 Saarekkeen stabiilius tapauksessa 2C

Kuva 7.8 havainnollistaa taajuussäädön suorituskykyä tapauksissa 4A ja 4B, joissa saarekkeessa on kaksi taajuutta säättävää vesivoimalaitosta. Ruudun väri kuvaa suurinta sallittua askelmaista kuorman lisäystä kuvaan merkityn asteikon mukaisesti. Tarkastelujen ulkopuolelle rajattiin toimintapisteet, joissa jonkin säättävän laitoksen toimintapiste on 5. Kyseisessä toimintapisteessä voimalaitoksen tuottama teho on jo niin suuri, että ylössäätökapasiteettia on vain hyvin vähän. Vasemmanpuoleisesta kuvasta havaitaan, että A-parametreilla suorituskyky on parhaimmillaan (20–21 MW), kun laitokset toimivat pisteissä 3 tai 4. Alimmillaan suorituskyky on 8 MW, kun kummankin laitoksen toimintapiste on 1. B-parametreilla taajuussäädön suorituskyky on vähintään 15 MW kaikissa toimintapisteissä. Taajuussäädön vahvistuksen kasvattaminen parantaa tässä tapauksessa suorituskykyä erityisesti matalan tehon toimintapisteissä. Suorituskyvyn maksimiin sillä on vain vähän vaikutusta, koska maksimi saavutetaan toimintapisteessä, jossa rajoittavaksi tekijäksi muodostuu säätökapasiteetti. Vaikutus on vastaava myös tapauksessa 2, jossa yksi voimalaitos säättää taajuutta ja toista käytetään vakioteholla. Tällöin suorituskyky A-parametreilla vaihtelee välillä 3–13 MW ja B-parametreilla välillä 7–15 MW. Paras suorituskyky saavutetaan säättävän laitoksen toimiessa pisteessä 3. Vakioteholla ajavan laitoksen toimintapisteen vaikutus suorituskykyyn on vähäinen.

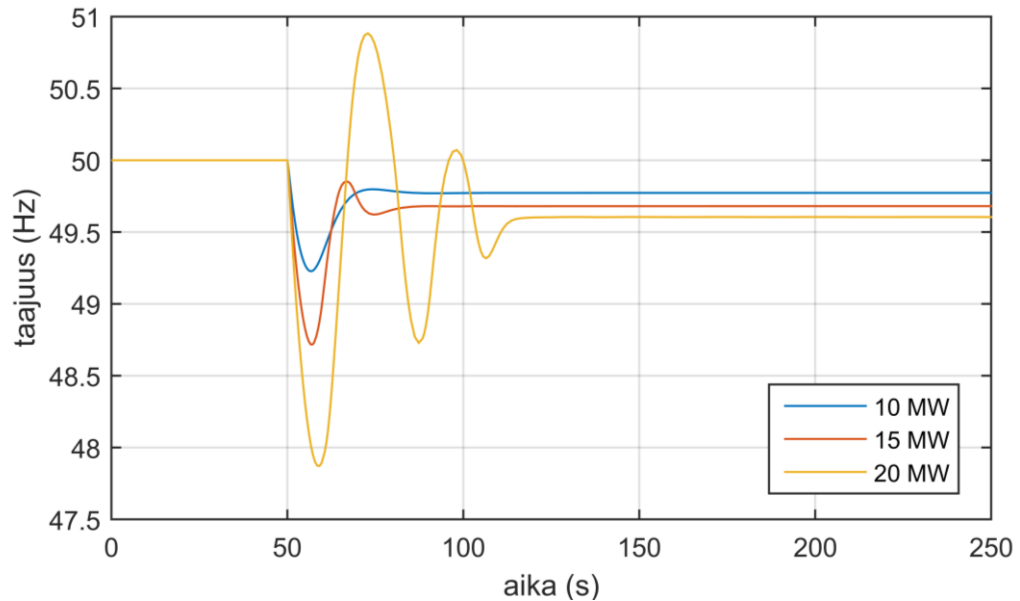


Kuva 7.8 Taajuussäädön suorituskyky tapauksissa 4A ja 4B

Kuva 7.9 tapauksesta 4A ja kuva 7.10 tapauksesta 4B havainnollistavat suorituskykyä aikatasossa kolmella erisuuruksella kuorman lisäyksellä. Kummankin laitoksen toimintapiste on 3, eli suorituskyky on 21 MW A-parametreilla ja 23 MW B-parametreilla. Kahdella taajuutta säätävällä laitoksella saavutetaan jo melko nopea säätö: A-parametreilla asettumisaika on noin 1,5 minuuttia. B-parametreilla säätö on vielä nopeampi mutta vaste värähtelee enemmän, mikä kasvattaa asettumisaikaa suurilla kuorman muutoksilla.



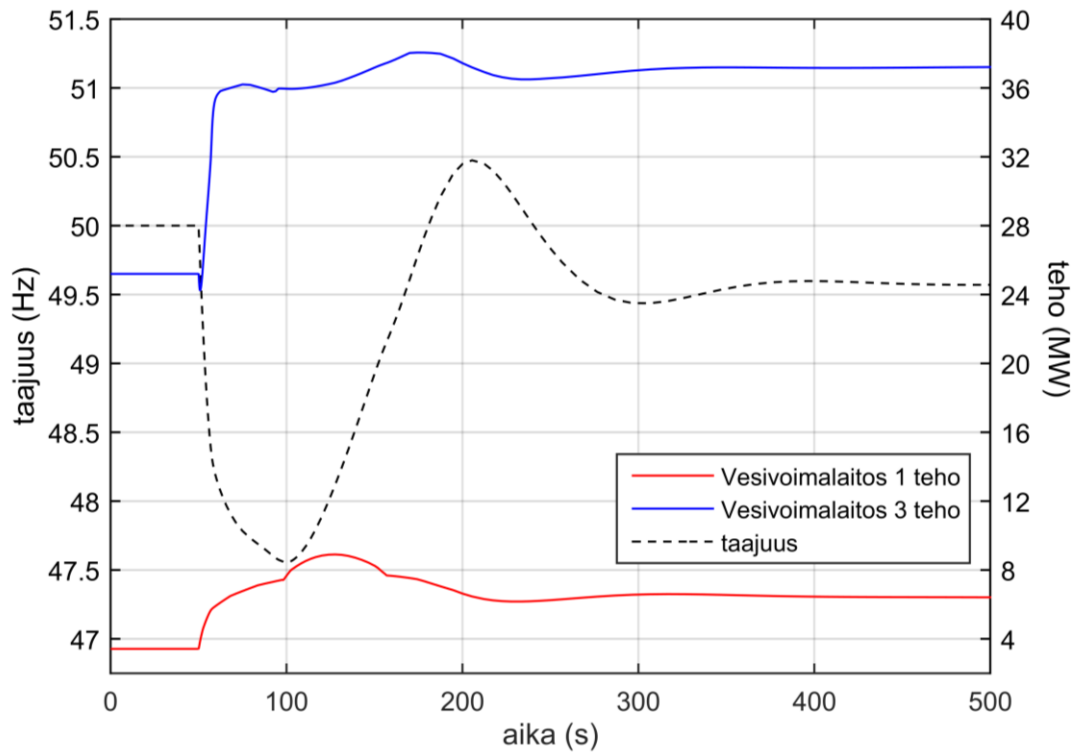
Kuva 7.9 Saarekkeen taajuus tapauksessa 4A erisuuruksilla kuormaportailta. Kummankin vesivoimalaitoksen toimintapiste on 3.



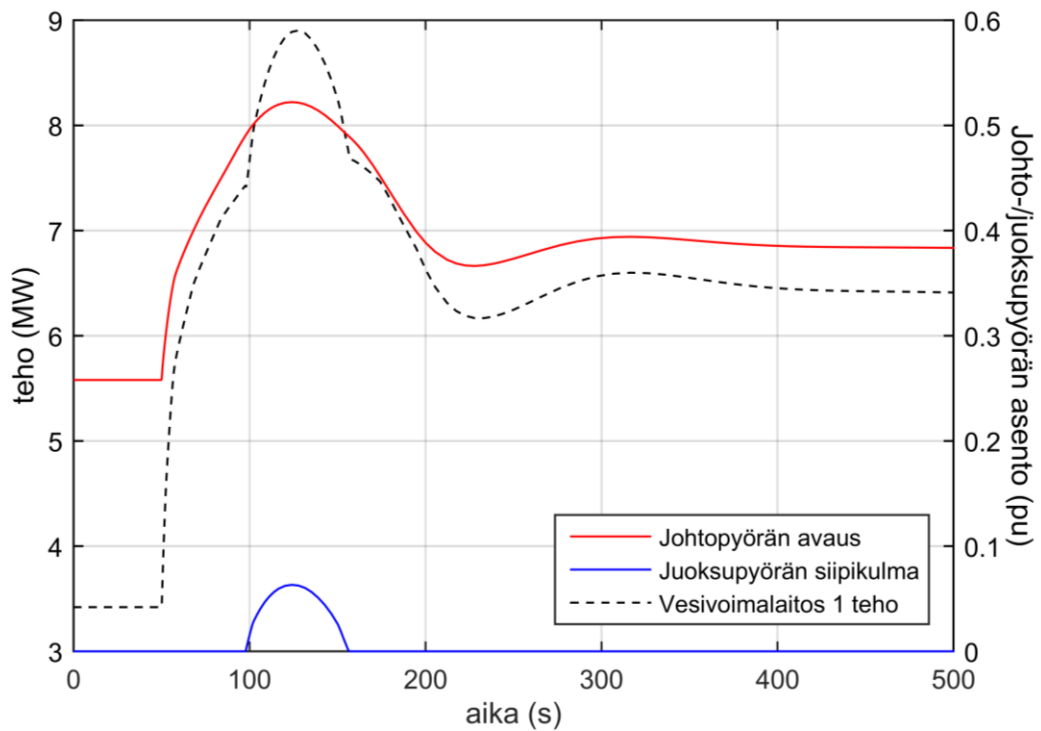
Kuva 7.10 Saarekkeen taajuus tapauksessa 4B erisuuruksilla kuormaportilla. Kummankin vesivoimalaitoksen toimintapiste on 3.

Taajuusikkunan puitteissa voidaan tilanteesta riippuen sallia tehomuutoksia, jotka ovat varsin suuria suhteessa laitosten nimellistehoihin. Tällöin ohjausliikkeetkin voivat olla suuria ja johtaa esimerkiksi toimilaitteiden saturoitumiseen, mikä aiheuttaa järjestelmään merkittävää epälineaarisuutta. Tässä työssä ei ole tarkasteltu järjestelmän stabiiliutta sellaisessa toimintapisteessä, jossa toimilaitte on saturoitunut. Saturoitumisen varalta turpiinisäätäjässä on piiri, joka estää integraattorin kertymisen.

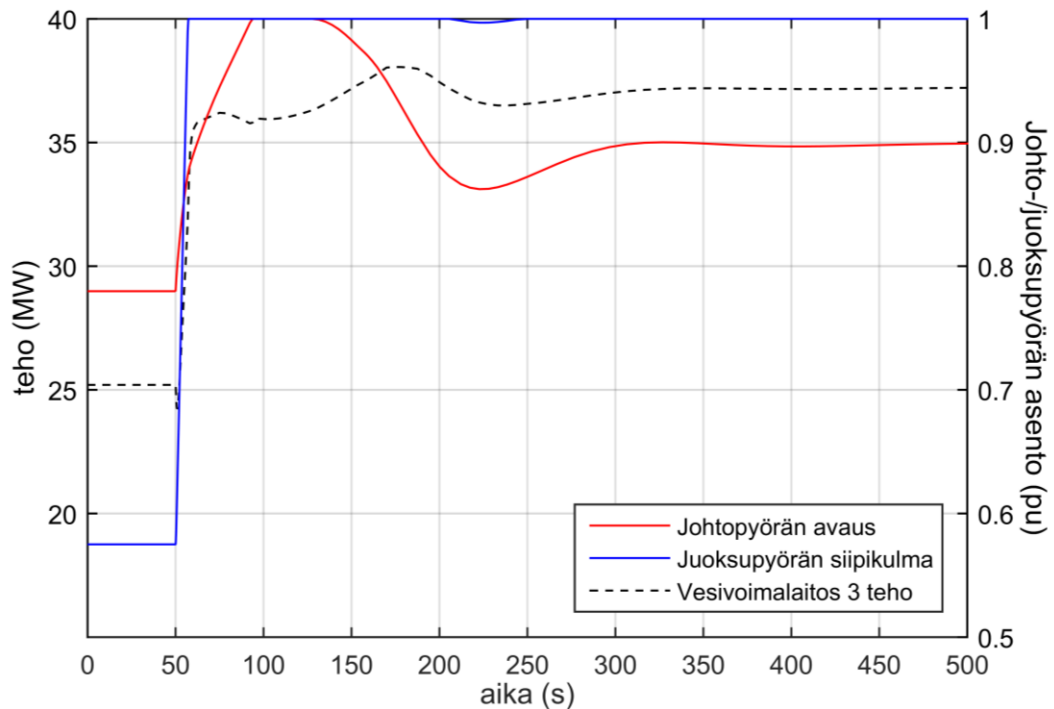
Kuva 7.11 esittää voimalaitosten tehot ja saarekkeen taajuuden, kun hetkellä 50 s kytketään suurin sallittu kuormaporras 15 MW. Kuvat 7.12 ja 7.13 näyttävät, kuinka johtopyörän avaus ja juoksupyörän siipikulma muuttuvat säädön seurauksena. Vesivoimalaitos 1 toimii pienellä teholla, jolloin juoksupyörän siipikulma on nolla astetta. Taajuuden laskiessa säätöjärjestelmä nostaa laitoksen tehoa, minkä seurauksena myös siipikulma muuttuu. Alueella, jolla sekä johto- että juoksupyörää säädetään, tehon muutosnopeus on suurempi. Lopputilanteessa juoksupyörän kulma palaa lähtötilanteeseen nolla astetta. Voimalaitoksen 3 kuvaajista havaitaan johtopyörän asennon saturoituminen noin neljänkymmenen sekunnin ajaksi, ennen kuin se asettuu lopulliseen arvoonsa 0,90 pu.



Kuva 7.11 Saarekkeen taajuus ja vesivoimalaitosten tehot tapauksessa 4A, kun kuorma kasvaa askelmaisesti 15 MW hetkellä 50 s.



Kuva 7.12 Vesivoimalaitos 1:n teho ja johto- ja juoksupyörän asennot tapauksessa 4A, kun kuorma kasvaa askelmaisesti 15 MW hetkellä 50 s.



Kuva 7.13 Vesivoimalaitos 3:n teho ja johto- ja juoksupyörän asennot tapauksessa 4A, kun kuorma kasvaa askelmaisesti 15 MW hetkellä 50 s.

Tapauksissa 1 ja 3, joissa toinen vesivoimalaitos saarekkeessa on Vesivoimalaitos 2, tulokset ovat samankaltaisia kuin tapauksissa 2 ja 4. Koska Vesivoimalaitos 2 on teholtaan alle puolet Vesivoimalaitoksen 3 nimellistehosta, sen vaikutus stabiiliuteen ja suorituskykyyn on pienempi. Vesivoimalaitoksen 2 ajotavan ollessa vakioteho stabiiliusvara määräytyy lähes yksinomaan taajuutta säättävän voimalaitoksen toimintapisteen perusteella muutamaa toimintapistettä lukuun ottamatta. Kun ajotapa on taajuussäätö (tapaus 3), saarekkeen taajuussäädön suorituskyky jää alle 20 MW:iin.

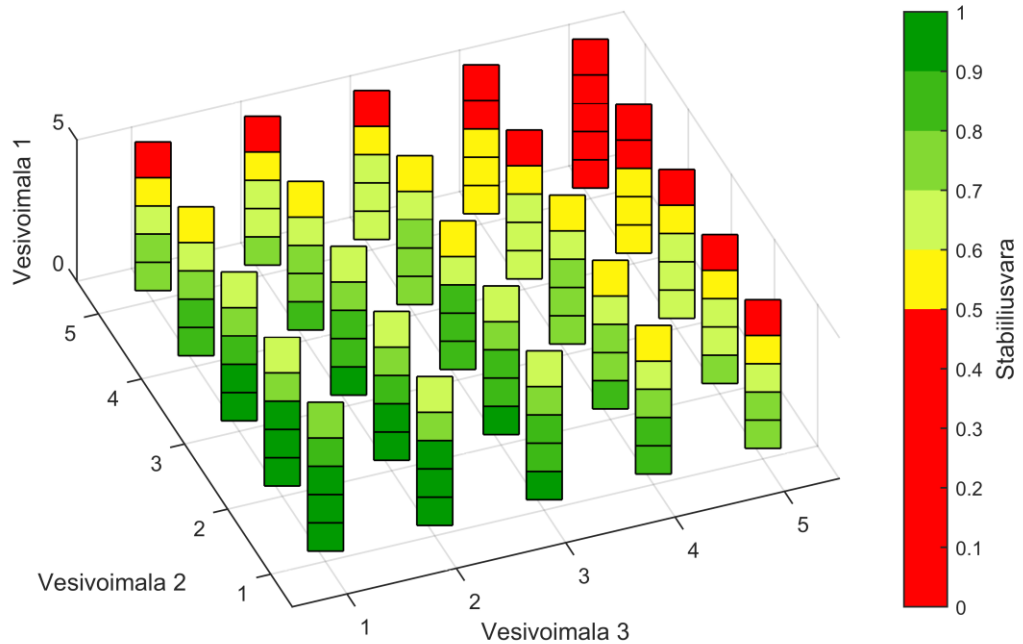
7.4.2 Kaasuturpiini ja kolme vesivoimalaitosta

Neljän voimalaitoksen saarekkeesta valittiin tarkasteltavaksi kaksi tapausta, jotka on koottu taulukkoon 7.5. Kummassakin tapauksessa Vesivoimalaitokset 1 ja 3 säättävät taajuutta. Vesivoimalaitoksen 2 ajotapana on joko vakioteho tai taajuussäätö. Turpiinisäätäjän parametreiksi valittiin robustein saarekeviritys eli edellisten tarkasteluiden A-parametrit.

Taulukko 7.5 Tarkasteltavat tilanteet neljän voimalaitoksen saarekkeessa

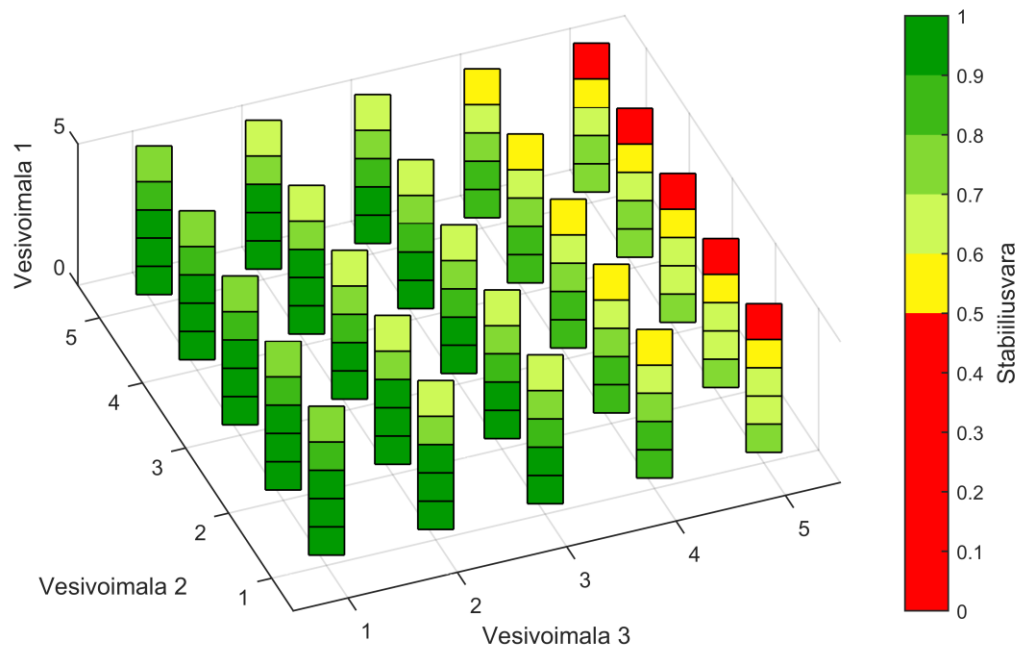
Tapaus	Taajuussäätö	Vakioteho
5	Vesivoimalaitokset 1, 2 ja 3	Kaasuturpiini 1
6	Vesivoimalaitokset 1 ja 3	Vesivoimalaitos 2, Kaasuturpiini 1

Kuva 7.14 havainnollistaa värein saarekkeen taajuusstabiiliutta eri toimintapisteissä tapauksessa 5. Koska saarekkeessa on nyt kolme vesivoimalaitosta, mahdollisten toimintapisteiden lukumääräksi tulee 125. Tässäkin tapauksessa stabiiliusvara pienenee, kun voimalaitosten teho kasvaa. Jos vähintään kaksi voimalaitosta toimii pisteessä 5, stabiiliusvara on alle 0,5. Stabiiliusvara alittaa arvon 0,5 myös toimintapisteissä, joissa yksi laitoksista toimii pisteessä 5 ja kaksi muuta pisteessä 4.



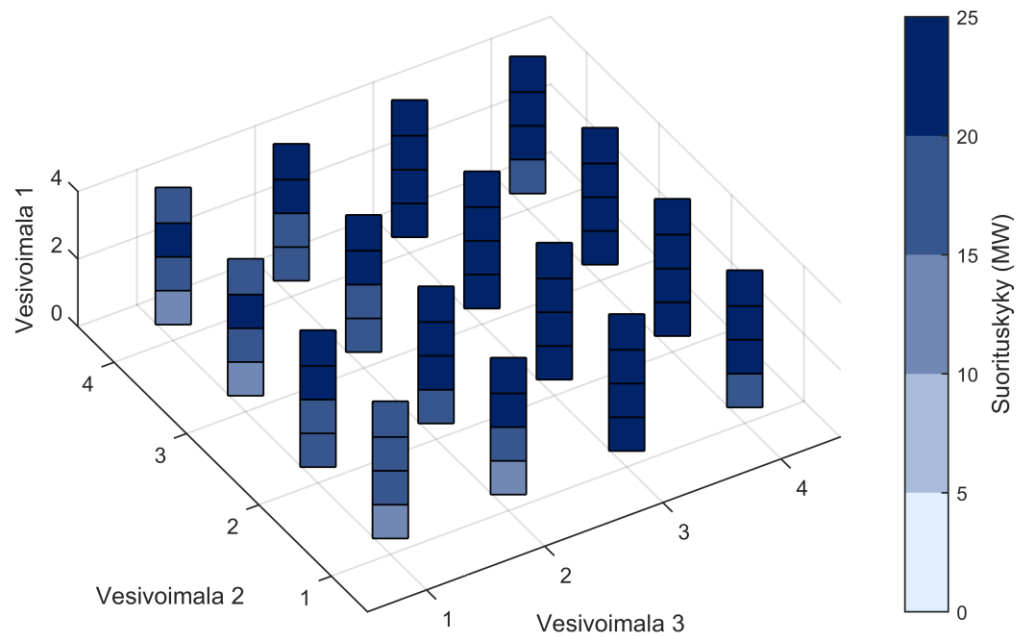
Kuva 7.14 Stabiiliusvara tapauksessa 5

Kuva 7.15 kuvaa taajuussäädön stabiiliutta tilanteessa 6, jossa Vesivoimalaitos 2 toimii vakioteholla. Kuvasta havaitaan, että Vesivoimalaitoksen 2 vaikutus stabiiliusvaraan on nyt pienempi kuin tapauksessa 5. Stabiiliusvara on alle 0,5 vain pisteissä, joissa kumpikin säätävistä laitoksista on toimintapisteessä 5.



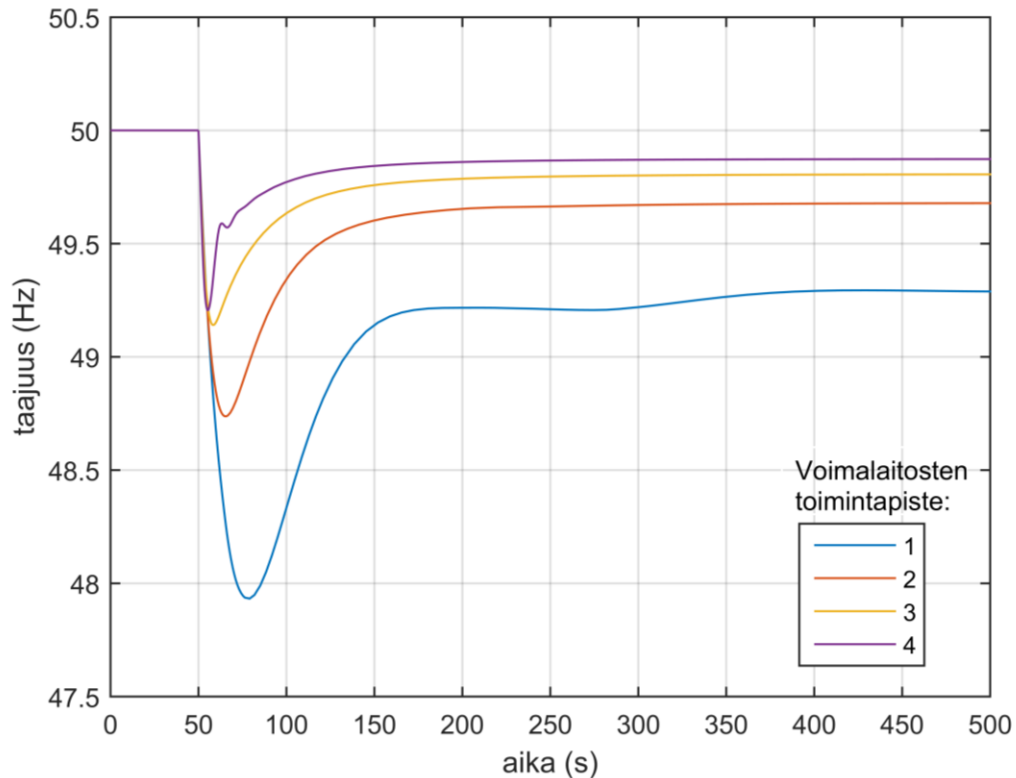
Kuva 7.15 Stabiiliusvara tapauksessa 6

Taajuussäädön suorituskykyä tapauksessa 5 on havainnollistettu graafisesti kuvassa 7.16. Kolmella taajuutta säätävällä vesivoimalalla suorituskyky on vähintään 10 MW kaikissa toimintapisteissä, useimmissa 15–25 MW. Tapauksessa 6 suorituskyky vastaa tapausta 4A (kts. kuva 7.8), koska vakiotehoa ajava Vesivoimalaitos 2 ei vaikuta suorituskykyyn.



Kuva 7.16 Taajuussäädön suorituskyky tapauksessa 5

Kuva 7.17 havainnollistaa taajuussäädön suorituskykyä eri toimintapisteissä aikatasossa kolmella taajuutta säätävällä laitoksella (tapaus 5). Kuvaajaan on piirretty taajuuden vaste 10 MW:n kuorman lisäykseen neljässä eri toimintapisteessä siten, että kaikilla vesivoimalaitoksilla on sama toimintapiste. Toimintapisteissä 3 ja 4 kytkenästä seuraava taajuuskuoppa on varsin kohtuullinen: minimitaajuus pysyy selvästi 49 Hz:n yläpuolella ja asettumisaika on noin 1,5 minuuttia. Noin 10 MW:n suuruisilla kuormaportailta saarekkeen taajuusvaihtelut on siis mahdollista pitää melko pieninä, jos säätäviä vesivoimalaitoksia voidaan käyttää tarpeeksi suurella teholla.



Kuva 7.17 Taajuuden vaste eri toimintapisteissä tapauksessa 5, kun kuorma kasvaa askelmaisesti 10 MW hetkellä 50 s.

7.5 Saareketarkastelun yhteenveto ja johtopäätökset

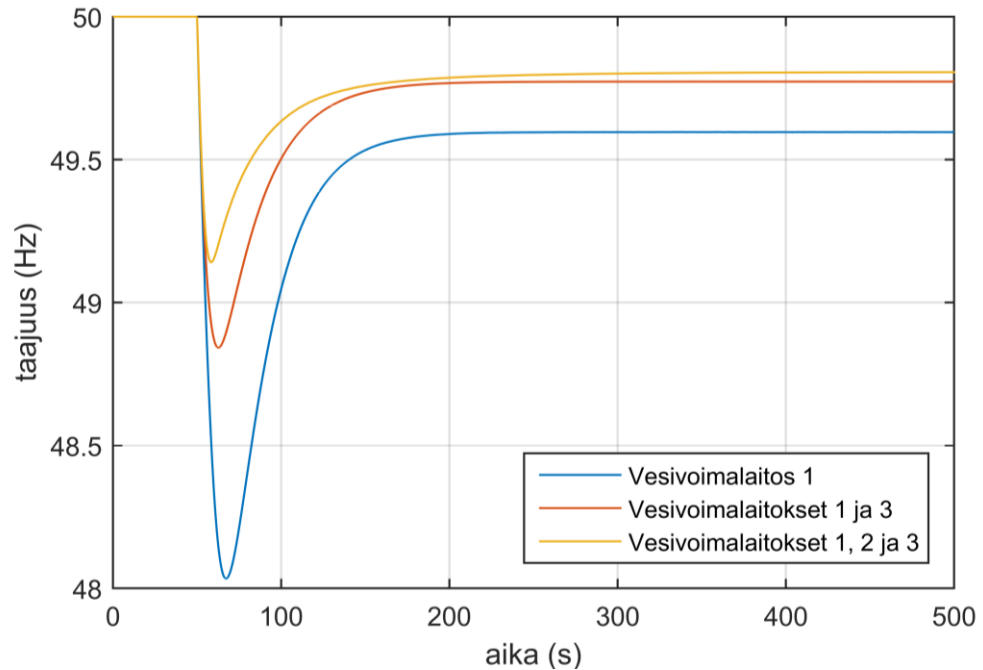
Tarkastellussa saarekkeessa vesivoimalaitosten turpiinisäätäjät voidaan virittää siten, että taajuussäätö on robusti ja suorituskykyinen laajalla toiminta-alueella. Kaasuturpiinin suuri liike-energia mahdollistaa säätöparametrien valinnan laajalta alueelta verrattuna saarekkeeseen, jossa vesivoimala on ainoa tuotantolaitos ja inertian lähde.

Stabiiliusvaran keskiarvo ja minimi eri tapauksissa on esitetty alla olevassa taulukossa. Koska tapauksissa 5 ja 6 käytettiin ainoastaan A-parametreja, vertailtavuuden vuoksi taulukkoon on valittu A-parametreilla tehdyt tarkastelut muistakin tapauksista. Tulosten perusteella voidaan todeta, että keskimääräinen stabiiliusvara koko toiminta-alueella heikkenee vesivoimalaitosten lukumäärän kasvaessa. Ajotavoista taajuussäätö vaikuttaa stabiiliusvaraan enemmän kuin vakioteho, jos turpiinisäätäjät on viritetty tarkoituksenmukaisesti.

Taulukko 7.6 Stabiiliusvarojen keskiarvoja

Tapaus	keskim. S_m	min S_m
Vesivoimalaitos 1 ja kaasuturpiini	0,85	0,65
1A	0,84	0,66
2A	0,80	0,59
3A	0,75	0,39
4A	0,78	0,44
5	0,69	0,23
6	0,78	0,45

Kun huomioidaan sekä robustius että suorituskyky, taajuutta säätävien laitosten käyttäminen toimintapisteessä 3 on yleensä varsin hyvä valinta. Tällöin ylössäätökapasiteetin niukkuus ei muodostu ongelmaksi, ja säätö on kohtuullisen nopeaa. Myös stabiiliusvara on hyvällä tasolla. Kuva 7.18 havainnollistaa säätävien voimalaitosten lukumäärän vaikutusta taajuussäädön suorituskykyyn. Kun laitosten määrä kasvaa, taajuuskuoppa pienenee. Sen sijaan asettumisaikaan laitosten lukumäärällä ei ole suurta vaikutusta.



Kuva 7.18 Taajuuden käyttäytyminen kun säätäviä vesivoimalaitoksia on 1, 2 tai 3. Kuorma kasvaa askelmaisesti 10 MW hetkellä 50 s. Kaikkien laitosten toimintapiste on 3. Saarekkeessa ei ole vakioteholla toimivia vesivoimalaitoksia. Turpiinisäätäjissä on käytössä A-parametrit.

Tulosten perusteella saarekkeen taajuusstabiilius on hyvin hallittavissa, kun turpiinisäätäjät on viritetty huolellisesti tilanteeseen sopivaksi. Robusteja viritysvaihtoehtoja on useita, joten parametrien valinnassa voidaan pyrkiä myös suorituskyvyn parantamiseen tietyissä rajoissa ilman, että robustius muodostuu ongelmaksi. Säästöparametreista ja toimintapisteestä riippuen saarekkeeseen voidaan kytkeä jopa yli 20 MW:n kuormia. Tämä on melko suuri porras suhteessa säätävien voimalaitosten yhteenlaskettuun nimellistehoon, joka on maksimissaan noin 85 MW, kun kaikki kolme vesivoimalaitosta säätävät taajuutta.

8. TULOSTEN POHDINTA JA JATKOTARKASTELUT

Työssä turpiinisäätäjälle määritettiin yhdet säätöparametrit, jotka ovat käytössä kaikissa toimintapisteissä. Menetelmän etuna on yksinkertaisuus. Koska vesivoimalaitoksen stabiilius riippuu voimakkaasti kuormituksesta, samojen säätöparametrien käyttäminen koko tehoalueella ei kuitenkaan ole optimaalista. Parametrit on asetettava sellaisiksi, että stabiiliusvara on kohtuullinen myös suurilla tehoilla. Tällöin pienillä tehoilla vahvistus-, vaihe- ja stabiiliusvara ovat erittäin suuria ja toisaalta suorituskky on huono. Koska toimintapisteiden erot ovat merkittäviä, Kaplan-turpiinin saarekekäytössä voisi olla perusteltua asettaa turpiinisäätäjään toimintapisteen mukaan muuttuvat parametrit, vaikka se tekee säädön suunnittelusta ja toteuttamisesta hieman monimutkaisempaa. Hyvin suunnitellulla muuttuvalla säädöllä voitaisiin parantaa suorituskkyä pienillä tehoilla ja samanaikaisesti säilyttää stabiilius raskaasti kuormitetussa tilanteessa.

Robustiuden kriteerit täyttäviä virityksiä verrattiin toisiinsa stabiiliusvaran keskiarvon perusteella, jolloin jokaisen toimintapisteen painoarvo on yhtä suuri. Voidaan kuitenkin pohtia, olisiko perusteltua painottaa joitakin toimintapisteitä toisia enemmän. Esimerkiksi taajuussäätöön osallistuvien laitosten toiminta lähellä nimellistehoa ei ole järkevää, koska laitoksella ei tällöin ole juuri ylössäätökapasiteettia. Tällä perusteella toimintapisteen 5 merkitys voisi olla pienempi. Toisaalta on muistettava, että laitosten toimintapisteet voivat muuttua merkittävästikin säädön seurauksena. Säätöparametrien optimointi rajatulle tehoalueelle asettaa myös rajoituksia palautussuunnitelmalle, jos taajuussäätö ei toimi riittävän hyvin rajatun alueen ulkopuolella.

Turpiinisäätäjät viritettiin ensisijaisesti robustiuden perusteella. Menetelmä osoittautui toimivaksi tarkastellussa saarekkeessa, koska suorituskky ei muodostunut ongelmaksi. Jossakin toisessa tapauksessa tai saarekkeen laajentamisen edetessä säätöparametrien valinnassa voi olla tarpeen kiinnittää suorituskkyyn enemmän huomiota. Jos robusteilla parametreilla ei saavuteta riittävää suorituskkyä, voidaan pohtia, voisiko robustiuden kriteereitä löyhentää hieman ilman, että taajuusstabiilius vaarantuu. Usein on vaikea määritellä täsmällisesti, mikä on riittävän suuri stabiilius-, vaihe- tai vahvistusvara. Tässä työssä käytetyt arvot perustuvat kirjallisuudessa esitettyihin kohtuullisiin arvoihin.

Työssä kaikille laitoksille aseteltiin sama statiikka, jolloin laitokset säätävät tehoaan suhteellisesti yhtä paljon. Etenkin saarekkeessa, jossa taajuutta säätäviä laitoksia on useita ja ne ovat kooltaan ja säätö-ominaisuuksiltaan erilaisia, statiikka-asetteluiden koordinoinnista voi olla hyötyä. Statiikan suuruuden vaikutusta stabiiliuteen ei tarkasteltu tässä työssä.

Kaplan-turpiinin dynamiikkaan vaikuttaa johto- ja juoksupyörän välinen kombinointi, joka on optimoitu siten, että hyötysuhde on mahdollisimman hyvä voimalaitoksen normaalissa käytössä. Saarekekäyttöä varten voitaisiin selvittää, voidaanko taajuussäädön stabiiliutta tai suorituskykyä parantaa kombinointia muuttamalla. Kombinoinnilla voitaisiin pyrkiä esimerkiksi jossakin määrin vähentämään tehon epälineaarisuutta ja siten pienentämään toimintapisteiden välisiä eroja stabiiliudessa ja suorituskyvyssä.

Saarekkeen kuorman kasvaessa joidenkin voimalaitosten tehoa on nostettava, jotta säätökapasiteetti vapautuu ja taajuus palautuu nimellisarvoonsa. Tehonnostoon ja taajuuden palautumiseen kuluva aika vaikuttaa siihen, kuinka nopeasti saarekkeeseen voidaan kytkeä uutta kuormitusta. Ainakin alkuvaiheessa kulutuksen kasvu voitaisiin kompensoida nostamalla kaasuturpiinin tehoa, koska sillä on suuri tuotantokapasiteetti ja se pystyy nostamaan tehoa nopeasti. Kun tehoa säädetään kaasuturpiinilla, vesivoimalaitokset voidaan pitää halutun toimintapisteiden ympäristössä.

Tässä työssä vesivoimalaitos mallinnettiin esimerkkiparametreilla, joten simulointimallilla saatavia tuloksia ei ole verrattu todellisiin mittaustuloksiin. Koska malli on kuitenkin tarkoitettu sovellettavaksi jatkossa käytännön tarkasteluihin, sen toiminta tulisi todentaa. Simulointi- ja mittaustulosten vertailu mahdollistaa mallin ja tulosten tarkkuuden ja luotettavuuden paremman arvioinnin. Stabiiliustarkasteluja varten epälineaarinen malli linearisoitiin useissa toimintapisteissä. Vertaamalla linearisoidun mallin ja alkuperäisen epälineaarisen mallin antamia tuloksia voitaisiin arvioida, kuinka hyvin lineaarinen malli kuvaa voimalaitoksen toimintaa kyseisen toimintapisteiden ympäristössä, ja kuinka paljon toimintapisteestä voidaan poiketa ilman, että tarkkuus heikkenee merkittävästi.

Kaasuturpiinin ajotavaksi valittiin tässä tarkastelussa vakioteho, mutta sen soveltuvuutta saarekkeen taajuussäätöön voisi tarkastella. Voimalaitosten lisäksi akut ja tasavirtayhteydet ovat kiinnostavia resursseja, sillä niistä voitaisiin saada nopeaa säätökapasiteettia.

Työssä tarkasteltiin saarekkeen muodostamisen alkuvaiheita. Jatkotarkasteluissa on otettava kantaa palautuksen etenemisen myöhempisiin vaiheisiin. Suurhäiriön jälkeen olennaista on saada sähkö palautettua nopeasti koko maahan. Kuorman kytkeminen suurissa portaissa edellyttää, että säätökapasiteetin määrä on riittävä, mikä tulee huomioida saarekettä laajennettaessa. Toisaalta sähkönpalautuksen edetessä taajuusikkunaa voidaan joutua kaventamaan, mikä kiristää suorituskykyvaatimuksia. Myös kulutuksen sijainti on huomioitava ja priorisoitava mahdollisuuksien mukaan alueet, joille nopea sähkönpalautus on erityisen tärkeää. Myös järjestelmän käyttövarmuus on otettava huomioon. Sähkönpalautuksen alkuvaiheissa ei voida täyttää $N - 1$ -kriteeriä, mutta myöhemmin on pohdittava, milloin aletaan varautua mahdollisiin uusiin vikoihin tai häiriöihin.

Työn tulosten perusteella saarekkeen kasvaessa voidaan joutua muuttamaan säätöparametreja. Jotta taajuussäätö toimisi halutusti koko palautusprosessin ajan, on selvitettävä, missä vaiheessa parametreja on muutettava, mitkä ovat sopivat uudet parametrit ja miten parametrien muutokset käytännössä toteutetaan. Yksi mahdollinen lähestymistapa on kaikkien säätävien voimalaitosten parametrien muuttaminen. Toinen vaihtoehto on ryhmitellä laitokset sen perusteella, missä vaiheessa ne on tarkoitus ottaa mukaan saarekkeeseen. Näin osa laitoksista voitaisiin virittää tukemaan taajuussäätöä mahdollisimman hyvin myöhemmissä saarekkeen laajentamisen vaiheissa. Lisäksi voitaisiin tarkastella, missä vaiheessa järjestelmään voidaan tuoda taajuutta säätäviä voimalaitoksia yhteiskäyttöverkon asetteluilla.

9. YHTEENVETO

Saarekekäyttö asettaa taajuuden säädölle selvästi erilaiset vaatimukset kuin normaali yhteiskäyttö järjestelmän pienestä koosta johtuen. VALVE-harjoituksessa vuonna 2014 muodostettiin saareke Pohjois-Suomen vesivoimalaitoksilla. Harjoituksessa havaittiin, että taajuuden säätö Kaplan-tyypin vesivoimalaitosten muodostamassa saarekkeessa on haastavaa. Diplomityön tavoitteena oli selvittää, kuinka vesivoimalaitosten turpiinisäätäjät tulee virittää ja millä periaatteilla voimalaitoksia kannattaa käyttää saarekkeessa, jotta saarekkeen taajuussäätö olisi mahdollisimman robusti ja riittävän suorituskykyinen. Robusti järjestelmä pysyy stabiilina prosessin parametrien muutoksista huolimatta ja sietää hyvin häiriöitä.

Työssä luotiin simulointimallit, joiden avulla analysoitiin saarekkeen taajuusstabiiliutta ja taajuussäädön suorituskykyä. Mallinnuksessa etusijalle asetettiin mallin käyttökelpoisuus käytännön selvityksissä: mallin parametrien selvittäminen todellisen voimalaitoksen kuvaamista varten onnistuu kohtuullisella työmäärällä. Malli on tarkoitettu taajuussäädön suunnitteluun saarekekäytössä, joten siitä on jätetty pois voimajärjestelmäkomponentit kuten siirtojohdot, muuntajat ja generaattorin sähköinen malli.

Ongelman ratkaisussa sovellettiin lineaarianalyysia. Tarkasteltava järjestelmä on epälineaarinen, joten menetelmien soveltaminen edellytti mallien linearisointia useissa toimintapisteissä. Linearisoitujen mallien avulla määritettiin säätöparametrien joukko, jolla järjestelmä on robusti. Robustiuden kriteereiksi asetettiin minimivaatimukset vaihe-, vahvistus- ja stabiiliusvaralle. Vesivoimalaitoksen toimintapisteellä on suuri vaikutus robustiuteen, ja stabiiliusvaran maksimi saavutetaan eri toimintapisteissä eri säätöparametreilla. Viritysten vertailua varten laskettiin stabiiliusvaran keskiarvo, ja robusteimmaksi katsottiin se viritys, jolla saavutetaan suurin keskiarvo.

Menetelmää sovellettiin yksittäiseen vesivoimalaitokseen, joka syöttää erillistä kuormaa. Kaplan-turpiini käyttäytyy epästabiilisti ilman säädintä, mutta taajuussäätö saadaan stabiiliksi sopivilla säätöparametreilla. Järjestelmän virittäminen robustiksi on kuitenkin haastavaa etenkin suurilla tehoilla. Virittäminen on sitä hankalampaa, mitä pienempi on voimalaitoksen inertian suhde sen vesiaikavakioon. Teho- ja avausstatiikan välillä ei tässä tarkastelussa havaittu huomattavaa eroa. Avausstatiikalla saavutetaan hieman parempi suorituskyky ja suurilla tehoilla hiukan parempi stabiiliusvara kuin tehostatiikalla. Tulosten perusteella ei voida olettaa, että tehostatiikka aiheuttaisi stabiiliusongelmia saarekekäytössä suomalaisilla vesivoimalaitoksilla, jos turpiinisäätäjät on viritetty tarkoituksenmukaisesti.

Tapaustarkastelussa teoriaa sovellettiin saarekkeeseen, joka koostuu kaasuturpiinista ja vesivoimalaitoksista. Työssä osoitettiin, että kyseinen saareke on taajuussäädön näkökulmasta potentiaalinen vaihtoehto sähkönpalautukseen suurhäiriössä. Kaasuturpiinin liike-energia moninkertaistaa saarekkeen inertian ja laajentaa robustien säätöparametrien joukkoa merkittävästi. Vesivoimalaitosten määrän kasvattaminen saarekkeessa vaikuttaa keskimäärin negatiivisesti robustiuteen, mutta kyseinen saareke pysyy tästä huolimatta robustina laajalla toiminta-alueella, kun turpiinisäätäjät on viritetty tarkoitukseen sopivasti. Taajuutta säätävien voimalaitosten vaikutus on merkittävämpi, mutta myös vakioteholla toimivien voimalaitosten havaittiin vaikuttavan stabiiliuteen negatiivisesti. Taajuussäädön suorituskyky on riittävä: kuormaa voidaan kytkeä jopa yli 20 MW:n portaissa ilman että taajuus alittaa tarkastelussa alarajaksi asetetun arvon 47,5 Hz. Suorituskyky on parhaimmillaan, kun laitokset toimivat noin 50 %:n teholla nimellisestä. Myös stabiiliusvara on tällöin selvästi suurempi kuin sille asetettu minimivaatimus.

Työssä tehtyjä malleja voidaan hyödyntää jatkossa erilaisiin saareketarkasteluihin. Niiden perusteella voidaan arvioida saarekkeen toteuttamiskelpoisuutta ja selvittää turpiinisäätäjän parametrit, jotka täyttävät robustius- ja suorituskykyvaatimukset. Työssä sovelletut menetelmät perustuvat klassiseen säätöteoriaan, mutta niitä ei käytännössä ole juuri hyödynnetty saarekkeen taajuusstabiiliuteen liittyvien ongelmien ratkaisussa. Siten työssä kehitetty lähestymistapa tarjoaa vastaavanlaisten ongelmien ratkaisuun uuden työkalun.

LÄHTEET

- [1] Network Code on Emergency and Restoration, ENTSO-E, 2015. Saatavissa: https://www.entsoe.eu/Documents/Network%20codes%20documents/NC%20ER/150325_ENTSO-E_NC%20ER_final.pdf.
- [2] P.L. Dandeno, P. Kundur, J.P. Bayne, Hydraulic Unit Dynamic Performance Under Normal and Islanding Conditions - Analysis and Validation, IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems, Vol. PAS-97, No. 6, 1978, pp. 2134-2142.
- [3] L.M. Hovey, Optimum Adjustment of Hydro Governors on Manitoba Hydro System, AIEE Transactions, 1962, pp. 581-586.
- [4] D.H. Thorne, E.F. Hill, Extensions of Stability Boundaries of a Hydraulic Turbine Generating Unit, IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems, Vol. PAS-94, No. 4, 1975, pp. 1401-1409.
- [5] L. Wozniak, A Graphical Approach to Hydrogenerator Governor Tuning, IEEE Transactions on Energy Conversion, Vol. 5, No. 3, 1990, pp. 417-421.
- [6] S. Hagihara, K. Isobe, H. Yokota, K. Goda, Stability of a Hydraulic Turbine Generating Unit Controlled by P.I.D. Governor, IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems, Vol. PAS-98, No. 6, 1979, pp. 2294-2298.
- [7] B. Strah, O. Kuljaca, Z. Vukic, Speed and Active Power Control of Hydro Turbine Unit, IEEE Transactions on Energy Conversion, Vol. 20, No. 2, 2005, pp. 424-434.
- [8] C. Yin, K. Muttaqi, M. Negnevitsky, Stability of a Hydraulic Governor Turbine System for Isolated Operation, Power Engineering Conference, Perth, Australia, Dec 9-12, 2007, IEEE.
- [9] D.T. Phi, E.J. Bourque, D.H. Thorne, E.F. Hill, Analysis and Application of the Stability Limits of a Hydro-Generating Unit, IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems, Vol. PAS-100, No. 7, 1981, pp. 3203-3212.
- [10] L. Wozniak, J. Medanic, T. Whittemore, Optimal PID Gain Schedule for Hydrogenerators - Design and Application, IEEE Transactions on Energy Conversion, Vol. 4, No. 3, 1989, pp. 300-307.
- [11] E.A. Misawa, Robust Nonlinear Control System Design: An Overview, American Control Conference, Chicago, Illinois, USA, June 24-26, 1992, IEEE, pp. 1819-1823.
- [12] J. Jin, Design of an Optimal Robust Governor for Hydraulic Turbine Generating Units, IEEE Transactions on Energy Conversion, Vol. 10, No. 1, 1995, pp. 188-194.

- [13] A.C. Padoan Jr., C. Nicolet, B. Kawkabani, J.-J. Simond, A. Schwery, F. Avellan, Stability Study of a Mixed Islanded Power Network, Transmission and Distribution Conference and Exposition, Nov 8-10, 2010, Sao Paulo, Brazil, IEEE, pp. 218-225.
- [14] P. Kundur, Power System Stability and Control, McGraw-Hill, 1994, 1176 p.
- [15] Reservit, Fingrid Oyj, verkkosivu. Saatavissa (viitattu 30.12.2015): <http://www.fingrid.fi/fi/voimajarjestelma/reservit>.
- [16] Nordel, Nordic Grid Code, ENTSO-E, 2007.
- [17] B.A. Archer, J.B. Davies, System Islanding Considerations for Improving Power System Restoration at Manitoba Hydro, Canadian Conference on Electrical and Computer Engineering, May 12-15, 2002, IEEE, pp. 60-65.
- [18] M. Bollen, O. Samuelsson, Controlled Island Operation of Part of the 50-kV Grid in Southern Sweden, PowerTech, Bucharest, Romania, June 28th - July 2nd, 2009, IEEE.
- [19] C. Yu, Z. Xu, J. Ostergaard, Frequency Analysis for Planned Islanding Operation in the Danish Distribution System - Bornholm, Universities Power Engineering Conference. 43rd International. Padova, Italy, Sept 1-4, 2008, IEEE.
- [20] J. O'Sullivan, M. Power, M. Flynn, M. O'Malley, Modelling of Frequency Control in an Island System, Power Engineering Society Winter Meeting, New York, USA, Jan 31 - Feb 4, 1999, IEEE, pp. 574-579.
- [21] G. Delille, B. François, G. Malarange, Dynamic Frequency Control Support: A Virtual Inertia Provided by Distributed Energy Storage to Isolated Power Systems, PES Innovative Smart Grid Technologies Conference Europe, Oct 11-13, 2010, Gothenburg, Sweden, IEEE.
- [22] Voimalaitosten järjestelmätekniiset vaatimukset VJV2013, Fingrid Oyj, 2013, 78 s. Saatavissa: <http://www.fingrid.fi/fi/asiakkaat/asiakasliitteet/Liittyminen/2013/Voimalaitosten%20järjestelmätekniiset%20vaatimukset%20VJV2013.pdf>.
- [23] Funksjonskrav i kraftsystemet (FIKS), Statnett SF, Oslo, 2012, 115 p. Saatavissa: http://issuu.com/statnett/docs/statnett_fiks_/1?e=2213733/2286337.
- [24] G.A. Munoz-Hernandez, S.P. Mansoor, D.I. Jones, Modelling and Controlling Hydropower Plants, Springer, Lontoo, 2013, 299 p.
- [25] L. Grigsby, Electric Power Generation, Transmission, and Distribution, 3rd ed. CRC Press, 2012, 789 p.
- [26] A. Kjølle, Hydropower in Norway. Mechanical Equipment, Norwegian University of Science and Technology, Trondheim, 2001.
- [27] M.P. Boyce, Gas Turbine Engineering Handbook, 4th ed. Elsevier, 2012, 1000 p.

- [28] IEEE Task Force on Turbine-Governor Modeling, Dynamic Models for Turbine-Governors in Power System Studies. Special Publication TP538, The Institute of Electrical and Electronic Engineers, 2013.
- [29] M.R. Bank Tavakoli, B. Vahidi, W. Gawlik, An Educational Guide to Extract the Parameters of Heavy Duty Gas Turbines Model in Dynamic Studies Based on Operational Data, IEEE Transactions on Power Systems, Vol. 24, No. 3, 2009, pp. 1366-1374.
- [30] S.K. Yee, J.V. Milanovic, F.M. Hughes, Overview and Comparative Analysis of Gas Turbine Models for System Stability Studies, IEEE Transactions on Power Systems, Vol. 23, No. 1, 2008, pp. 108-118.
- [31] S. Schafstall, Frequency Control Capability of ABB Combined-Cycle Gas Turbine Power Plants, The Institution of Electrical Engineers, Lontoo, 1995.
- [32] VEO-DTR turpiinisäätäjän käyttöohje, VEO Oy, 2014, 43 s.
- [33] K.J. Åström, R.M. Murray, Feedback Systems: An Introduction for Scientists and Engineers, Princeton University Press, Princeton, 2012, 396 p.
- [34] IEEE Working Group on Prime Mover and Energy Supply Models for System Dynamic Performance Studies, Hydraulic Turbine and Turbine Control Models for System Dynamic Studies, Transactions on Power Systems, Vol. 7, No. 1, 1992, pp. 167-179.
- [35] S. Skogestad, I. Postlethwaite, Multivariable Feedback Control, 2nd ed. John Wiley & Sons Ltd, Chichester, 2005, 574 p.
- [36] T. Jussila, Järjestelmien ohjaus, Tampereen teknillinen yliopisto, Tampere, opintomoniste, 2011.
- [37] K.J. Åström, Control System Design, University of California, Santa Barbara, opintomoniste, 2002.
- [38] H. Norlander, University of Uppsala, Uppsala. Sähköpostikeskustelu 20.4.2016.
- [39] M. Brezovec, I. Kuzle, T. Tomisa, Nonlinear Digital Simulation Model of Hydroelectric Power Unit With Kaplan Turbine, IEEE Transactions on Energy Conversion, Vol. 21, No. 1, 2006, pp. 235-241.
- [40] T. Ellefsrød, Norconsult, sisäinen muistio, 8.1.2015.
- [41] P. Tielens, D. Van Hertem, The relevance of inertia in power systems, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 55, 2016, pp. 999-1009.
- [42] Linearizing Nonlinear Models, MathWorks, verkkosivu. Saatavissa (viitattu 9.8.2016): <http://se.mathworks.com/help/slcontrol/ug/linearizing-nonlinear-models.html>
- [43] E. Holmen, Vattenkraftstationens dynamiska egenskaper, STF Ingenjörs-utbildning AB, Tukholma.

- [44] A. Ajanki, V. Maasalo, P. Riihimäki, K. Zenger, Analogisen säädön verkkokurssi, Aalto-yliopiston sähkötekniikan korkeakoulu. Saatavissa (viitattu 6.7.2016): <http://autsys.aalto.fi/pub/control.tkk.fi/Kurssit/Verkkokurssit/AS-74.2111/>
- [45] B. Kawkabani, C. Nicolet, A. Schwery, Modeling and Control of Large Salient-Pole Synchronous Hydro Generators and Stability Issues in Isolated Production Mode, Workshop on Electrical Machines Design Control and Diagnosis, March 11-12, 2013, Paris, IEEE, pp. 148-157.
- [46] T. Mönkkönen, Vesivoimakoneiden turbiinisäätäjien mallintaminen voimajärjestelmän dynamiikkalaskennassa, diplomityö, Tampereen teknillinen yliopisto, Tampere, 2010, 87 s.

LIITE 1: VESIVOIMALAITOSMALLIN PARAMETRIT

Taulukko L1.1 Vesivoimalaitosmallin vakioparametrit

Parametri	Lyhenne	Arvo
derivaatan suodatuksen aikavakio	T_f	0,16 s
statiikka	R	0,07
johtopyörän max. avausnopeus	$Y_{w_{auki}}$	0,116 pu/s
johtopyörän max. sulkunopeus, kun avaus on välillä 0,26...1	$Y_{w_{kiinni1}}$	-0,185 pu/s
johtopyörän max. sulkunopeus, kun avaus on välillä 0,10...0,26	$Y_{w_{kiinni2}}$	-0,04 pu/s
johtopyörän max. sulkunopeus, kun avaus on välillä 0...0,10	$Y_{w_{kiinni3}}$	-0,01 pu/s
juoksupyörän max. avausnopeus	$Y_{r_{auki}}$	0,0625 pu/s
juoksupyörän max. sulkunopeus	$Y_{r_{kiinni}}$	-0,0373 pu/s
johtopyörän aikavakio	T_{yw}	0,2 s
juoksupyörän aikavakio	T_{yr}	0,2 s
nimellinen virtaama	Q_n	226 m ³ /s
suhteellinen staattinen putouskorkeus	\bar{h}_0	1

Taulukko L1.2 Vesivoimalaitosmallin laitoskohtaiset parametrit. Parametrien arvot riippuvat tarkasteltavasta laitoksesta ja säätimen virityksestä.

Parametri	Lyhenne
proportionaalivahvistus	K_p
integrointivahvistus	K_i
derivointivahvistus	K_d
integraalitermin kertymisen estopiirin vahvistus	K_t
nimellinen pätohe	P_n
nimellinen näennäisteho	S_n
vesiaikavakio	T_w

Taulukko L1.3 Kombinointi [46]

Johtopyörä (pu)	Juoksupyörä (pu)	Johtopyörä (pu)	Juoksupyörä (pu)
0,00	0,00	0,50	0,03
0,01	0,00	0,51	0,04
0,02	0,00	0,52	0,06
0,03	0,00	0,53	0,08
0,04	0,00	0,54	0,09
0,05	0,00	0,55	0,10
0,06	0,00	0,56	0,12
0,07	0,00	0,57	0,13
0,08	0,00	0,58	0,14
0,09	0,00	0,59	0,16
0,10	0,00	0,60	0,17
0,11	0,00	0,61	0,18
0,12	0,00	0,62	0,19
0,13	0,00	0,63	0,21
0,14	0,00	0,64	0,22
0,15	0,00	0,65	0,24
0,16	0,00	0,66	0,26
0,17	0,00	0,67	0,27
0,18	0,00	0,68	0,29
0,19	0,00	0,69	0,31
0,20	0,00	0,70	0,33
0,21	0,00	0,71	0,36
0,22	0,00	0,72	0,38
0,23	0,00	0,73	0,41
0,24	0,00	0,74	0,44
0,25	0,00	0,75	0,47
0,26	0,00	0,76	0,50
0,27	0,00	0,77	0,54
0,28	0,00	0,78	0,58
0,29	0,00	0,79	0,62
0,30	0,00	0,80	0,66
0,31	0,00	0,81	0,71
0,32	0,00	0,82	0,76
0,33	0,00	0,83	0,81
0,34	0,00	0,84	0,87
0,35	0,00	0,85	0,93
0,36	0,00	0,86	1,00
0,37	0,00	0,87	1,00
0,38	0,00	0,88	1,00
0,39	0,00	0,89	1,00
0,40	0,00	0,90	1,00
0,41	0,00	0,91	1,00
0,42	0,00	0,92	1,00
0,43	0,00	0,93	1,00
0,44	0,00	0,94	1,00
0,45	0,00	0,95	1,00
0,46	0,00	0,96	1,00
0,47	0,00	0,97	1,00
0,48	0,00	0,98	1,00
0,49	0,00	0,99	1,00
...	...	1,00	1,00

Taulukko L1.4 Virtaama (m³/s) [46]

Johtopyörän avaus (pu)

	0,00	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75	0,80	0,85	0,90	0,95	1,00
0,00	0,00	21,66	29,84	35,99	41,10	45,56	49,57	53,23	56,61	59,78	62,76	65,59	68,28	70,85	73,32	75,69	77,98	80,20	82,34	84,42	86,45
0,05	0,00	22,98	32,11	39,06	44,89	50,01	54,62	58,86	62,80	66,49	69,97	73,28	76,44	79,47	82,38	85,19	87,90	90,53	93,08	95,55	97,97
0,10	0,00	24,29	34,37	42,13	48,67	54,45	59,68	64,49	68,98	73,19	77,18	80,98	84,61	88,09	91,45	94,69	97,82	100,86	103,81	106,68	109,48
0,15	0,00	25,60	36,64	45,20	52,46	58,90	64,74	70,13	75,16	79,90	84,39	88,68	92,78	96,72	100,52	104,19	107,74	111,19	114,55	117,81	121,00
0,20	0,00	26,92	38,91	48,27	56,25	63,34	69,79	75,76	81,34	86,61	91,61	96,37	100,95	105,34	109,58	113,68	117,66	121,52	125,28	128,94	132,51
0,25	0,00	27,81	40,61	50,69	59,33	67,03	74,06	80,58	86,69	92,47	97,96	103,20	108,24	113,09	117,77	122,31	126,71	130,99	135,15	139,22	143,19
0,30	0,00	28,07	41,49	52,15	61,35	69,60	77,16	84,19	90,79	97,05	103,02	108,73	114,22	119,52	124,65	129,62	134,45	139,15	143,74	148,21	152,59
0,35	0,00	28,33	42,36	53,61	63,38	72,16	80,25	87,79	94,89	101,64	108,08	114,26	120,21	125,96	131,53	136,93	142,19	147,32	152,32	157,21	161,99
0,40	0,00	28,59	43,23	55,07	65,40	74,73	83,34	91,39	98,99	106,23	113,14	119,79	126,20	132,39	138,40	144,25	149,93	155,48	160,90	166,20	171,39
0,45	0,00	28,85	44,10	56,53	67,42	77,30	86,43	94,99	103,09	110,81	118,20	125,32	132,18	138,83	145,28	151,56	157,68	163,65	169,48	175,20	180,80
0,50	0,00	28,66	44,41	57,39	68,85	79,30	89,02	98,16	106,83	115,12	123,08	130,76	138,19	145,39	152,40	159,23	165,89	172,41	178,79	185,04	191,18
0,55	0,00	28,17	44,34	57,85	69,89	80,94	91,27	101,03	110,33	119,25	127,84	136,14	144,20	152,04	159,68	167,13	174,43	181,57	188,57	195,45	202,21
0,60	0,00	27,68	44,27	58,31	70,93	82,58	93,52	103,90	113,82	123,37	132,59	141,53	150,22	158,69	166,95	175,04	182,96	190,73	198,36	205,86	213,24
0,65	0,00	27,18	44,20	58,77	71,96	84,22	95,77	106,77	117,32	127,49	137,35	146,92	156,24	165,33	174,23	182,95	191,50	199,89	208,15	216,27	224,27
0,70	0,00	26,69	44,13	59,24	73,00	85,85	98,02	109,64	120,82	131,62	142,10	152,30	162,25	171,98	181,51	190,85	200,03	209,05	217,93	226,68	235,30
0,75	0,00	26,11	43,81	59,31	73,55	86,91	99,61	111,79	123,55	134,94	146,02	156,83	167,39	177,74	187,89	197,87	207,68	217,34	226,85	236,24	245,51
0,80	0,00	25,48	43,32	59,14	73,77	87,58	100,77	113,47	125,77	137,72	149,38	160,78	171,95	182,91	193,69	204,29	214,73	225,04	235,20	245,24	255,17
0,85	0,00	24,84	42,83	58,96	73,98	88,24	101,93	115,15	127,99	140,51	152,75	164,74	176,51	188,08	199,48	210,71	221,79	232,73	243,55	254,24	264,83
0,90	0,00	24,20	42,34	58,78	74,20	88,91	103,09	116,83	130,21	143,29	156,11	168,69	181,07	193,25	205,27	217,13	228,85	240,43	251,90	263,24	274,48
0,95	0,00	23,56	41,85	58,60	74,42	89,58	104,25	118,51	132,44	146,08	159,47	172,65	185,62	198,42	211,06	223,55	235,91	248,13	260,24	272,24	284,14
1,00	0,00	22,93	41,37	58,42	74,63	90,25	105,41	120,19	134,66	148,86	162,84	176,60	190,18	203,59	216,85	229,97	242,96	255,83	268,59	281,25	293,80

Juoksupyörän siipikulma (pu)

Taulukko L1.5 Hyötysuhde [46]

Johtopyörän avaus (pu)		0,00	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75	0,80	0,85	0,90	0,95	1,00
Juoksupyörän siipikulma (pu)	0,00	0,000	0,000	0,000	0,007	0,263	0,463	0,614	0,721	0,789	0,823	0,829	0,812	0,778	0,731	0,678	0,622	0,570	0,527	0,499	0,490	0,505
	0,05	0,000	0,000	0,000	0,006	0,216	0,418	0,574	0,689	0,767	0,813	0,831	0,826	0,803	0,767	0,722	0,672	0,624	0,581	0,548	0,529	0,530
	0,10	0,000	0,000	0,000	0,004	0,169	0,373	0,535	0,658	0,745	0,802	0,832	0,839	0,828	0,802	0,765	0,723	0,678	0,634	0,597	0,569	0,555
	0,15	0,000	0,000	0,000	0,003	0,122	0,329	0,496	0,626	0,724	0,792	0,833	0,853	0,853	0,837	0,809	0,773	0,731	0,687	0,645	0,609	0,580
	0,20	0,000	0,000	0,000	0,001	0,075	0,284	0,456	0,595	0,702	0,781	0,835	0,866	0,878	0,873	0,853	0,823	0,785	0,741	0,694	0,648	0,605
	0,25	0,000	0,000	0,000	0,000	0,043	0,243	0,417	0,559	0,673	0,760	0,824	0,865	0,887	0,892	0,881	0,858	0,824	0,782	0,733	0,681	0,627
	0,30	0,000	0,000	0,000	0,000	0,033	0,209	0,377	0,517	0,632	0,724	0,793	0,843	0,873	0,887	0,885	0,870	0,842	0,804	0,757	0,703	0,644
	0,35	0,000	0,000	0,000	0,000	0,023	0,176	0,337	0,475	0,591	0,687	0,763	0,820	0,860	0,882	0,889	0,882	0,861	0,827	0,782	0,726	0,660
	0,40	0,000	0,000	0,000	0,000	0,014	0,142	0,297	0,433	0,551	0,650	0,733	0,798	0,846	0,877	0,893	0,894	0,879	0,849	0,806	0,748	0,677
	0,45	0,000	0,000	0,000	0,000	0,004	0,108	0,257	0,391	0,510	0,614	0,702	0,775	0,832	0,873	0,897	0,906	0,897	0,872	0,830	0,770	0,694
	0,50	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,083	0,229	0,363	0,483	0,588	0,680	0,757	0,818	0,864	0,893	0,906	0,902	0,881	0,841	0,783	0,707
	0,55	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,064	0,210	0,344	0,464	0,570	0,663	0,741	0,804	0,852	0,884	0,900	0,899	0,880	0,844	0,790	0,717
	0,60	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,045	0,191	0,324	0,445	0,552	0,646	0,726	0,791	0,841	0,875	0,893	0,895	0,880	0,847	0,797	0,728
	0,65	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,026	0,172	0,305	0,426	0,534	0,629	0,710	0,777	0,829	0,866	0,887	0,891	0,879	0,850	0,803	0,738
	0,70	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,008	0,153	0,286	0,407	0,516	0,612	0,695	0,763	0,817	0,856	0,880	0,888	0,879	0,853	0,810	0,748
	0,75	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,129	0,263	0,385	0,495	0,592	0,677	0,748	0,804	0,847	0,873	0,884	0,879	0,856	0,816	0,758
	0,80	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,103	0,236	0,359	0,470	0,570	0,657	0,730	0,790	0,836	0,866	0,881	0,879	0,860	0,823	0,767
	0,85	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,078	0,210	0,333	0,446	0,547	0,637	0,713	0,777	0,826	0,860	0,878	0,879	0,863	0,829	0,777
	0,90	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,052	0,184	0,307	0,421	0,525	0,616	0,696	0,763	0,815	0,853	0,874	0,879	0,867	0,836	0,786
	0,95	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,026	0,158	0,282	0,397	0,502	0,596	0,679	0,749	0,805	0,846	0,871	0,880	0,871	0,843	0,795
	1,00	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,132	0,256	0,372	0,480	0,576	0,662	0,735	0,794	0,839	0,868	0,880	0,874	0,849	0,804

LIITE 2: KAASUTURPIINIMALLIN PARAMETRIT

Taulukko L2.1 Kaasuturpiinimallin parametrit [29]

Parametri	Lyhenne	Arvo
nopeussäätimen vahvistus	W	25
nopeussäätimen aikavakio	T _G	0,05 s
polttoaineen syötön ohjeen minimiarvo	F _{min}	-0,13
polttoaineen syötön ohjeen maksimiarvo	F _{max}	1,5
polttoaineen kulutus tyhjäkäynnillä	k _{NL}	0,24
polttoaineen syöttöjärjestelmän venttiilin aikavakio	b	0,04 s
polttoainejärjestelmän aikavakio	T _{FS}	0,26 s
palamisprosessin viive	T _{CR}	0,005 s
ahtimen aikavakio	T _{CD}	0,16 s
vääntömomentin parametri	A	-0,158
vääntömomentin parametri	B	1,158
vääntömomentin parametri	C	0,5
lämpötilamittauksen viive	T _{TD}	0,04 s
poistokaasujen lämpötilan parametri	D	413
poistokaasujen lämpötilan parametri	E	313
poistokaasujen nimellinen lämpötila	T _R	522 °C
säteilysuojan parametri	G _{SH}	0,85
säteilysuojan aikavakio	T _{SH}	12,1
lämpösähköparin aikavakio	T _{TR}	1,7 s
lämpötilasäätimen parametri	G _{TC}	3,3
lämpötilasäätimen integrointivakio	T _{TC}	250 °C